

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALI RADYANT
ISITMA-SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ISIL KONFORUN
DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet DOĞAN

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Hakan DEMİR

Eş Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Nurullah KAYACI

Şubat, 2023

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TOPRAK KAYNAKLI ISI POMPALI RADYANT
ISITMA-SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE ISIL KONFORUN
DENEYSEL İNCELENMESİ

Ahmet DOĞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 01.02.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Hakan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Nurullah KAYACI
Namık Kemal Üniversitesi
Eş Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Hakan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özden AĞRA, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Hakan DEMİR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma- Soğutma Sistemlerinde Isıl Konforun Deneysel İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ahmet DOĞAN





Bu çalışma, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Proje Koordinatörlüğü'nün FBA-2019-3703 numaralı genel araştırma projesi ile desteklenmiştir.



Aileme

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam kapsamında desteklerini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Hakan DEMİR ve eş danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Nurullah KAYACI'ya teşekkür ederim. Tezin şekillenmesinde verdikleri değerli öneriler dolayısıyla başta tez izleme komitesi üye hocalarım Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ ve Prof. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU'na sınav jürileri sayın hocalarım Prof. Dr. Özden AĞRA ve Prof. Dr. Yakup Erhan BÖKE'ye teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde destekleri ile çalışmalarına yardımcı olan Dr. Öğr. Üyesi Yakup KARAKOYUN'a, Dr. Öğr. Üyesi Alişan GÖNÜL' e, Dr. Mustafa Kemal SEVİNDİR'e, Arş. Gör. Şafak Metin KIRKARA'a, Arş Gör. Emre ARPACI'ye ve Özgür SAĞGÜL'e teşekkür ederim.

Çalışmalarımın farklı aşamalarındaki katkılarıyla destek olan sayın hocam Prof. Dr. Ali PINARBAŞI'ya, Dr. Öğr. Üyesi Abdulkerim OKBAZ'a ve Aykut BACAK'a teşekkür ederim.

Lisans, Yüksek Lisans, Doktora sırasında ve hayatımın her aşamasında bilgisi ve emeği ile her zaman yanımda olan değerli dostum Ömer Çağrı TUNÇ'a teşekkürlerimi sunarım.

Bana hayatımın her aşamasında maddi ve manevi desteğini eksik etmeyen, sevinçlerimi ve üzüntülerimi daima paylaşan, anlayışlı yaklaşımlarıyla her zaman yanımda olan tüm aile bireylerime şükranlarımı sunarım.

Ahmet DOĞAN

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER	vi
SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xvi
ÖZET	xviii
ABSTRACT	xxi
1 GİRİŞ	24
1.1 Literatür Özeti.....	25
1.1.1 Radyant Sistemlerde Isıl Konfor Ve Enerji Ve Ekserji Performansı	25
1.1.2 Radyant Sistemlerin Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması	36
1.1.3 Radyant Sistemlerde Isı Transfer Katsayıları ile İlgili Çalışmalar .	42
1.1.4 Radyant Sistemlerde Kontrol	47
1.2 Tezin Amacı	54
1.3 Hipotez	55
2 DENEY DÜZENİĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM	56
2.1 Deney Sisteminin Tanıtımı	56
2.1.1 Deney Odası	58
2.1.2 Isı Pompası Grubu	62
2.1.3 Toprak Hattı	68
2.1.4 Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri.....	69
2.2 Deneysel yöntem.....	76
2.3 Ölçümler ve Hesaplamalar	78
2.3.1 Isı transfer Katsayıları Hesaplamaları	78
2.3.2 Isıl Konfor Hesaplamaları	80
2.4 Belirsizlik Analizi	83
3 BULGULAR VE TARTIŞMLAR	87
3.1 Soğutma Sezonu Deneyleri	87
3.1.1 Duvar+Tavan, Tavan ve Duvar Radyant Panel Soğutma Durumları	88
3.1.2 Perde Kullanımının İç Ortam Konfora Etkisi	110
3.2 Isıtma Sezonu Deneyleri.....	125

3.2.1 Tüm Radyant Panellerin Isıtma Modunda alışması.....	127
3.2.2 Duvar Radyant Panellerin Isıtma Modunda alışması.....	136
3.2.3 Isı transfer Katsayılarının Hesaplanması	147
3.2.4 Radyant olarak ısıtılan bir i ortamda ortalama ısınım sıcaklığın ölçüm ve hesaplama yöntemlerinin karşılaştırılması	148
4 SONUÇ VE ÖNERİLER	168
4.1 neriler.....	174
KAYNAKÇA	175



SİMGE LİSTESİ

A	Alan (m^2)
$\Delta t_{a,v}$	Baş ve Ayak Bileği Arasındaki Düşey Yükseklik Farkı ($^{\circ}C$)
T_{bs}	Besleme Suyu Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$T_{\dot{c}}$	Çalışma Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
W	Dış İş
T_{do}	Dış Ortam Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
F_{cl}	Giysili Vücut Yüzeyinin Giysisiz Vücut Yüzeyine Oranı
F_{j-s}	Görme Faktörü
F_{p-s}	Görme Faktörü
I_{cl}	Giysilerin Termal Direnci
T_{cl}	Giysilerin yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$\dot{Q}_s$	Hacimsel Debi (m^3/sa)
V_{ar}	Hava Hızı (m/s)
q_r	Işınım Isı Akısı (W/m^2)
Q_r	Işınım Isı Transferi (W)
h_r	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)
T_a	İç Ortam Hava Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
$\dot{m}$	Kütleli Debi (kg/sn)
T_{krd}	Koridor Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
M	Metabolizma Hızı (W/m^2)
T_r	Ortalama Işınım Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
c_p	Özgül Isı ($J/g \cdot K$)
p_a	Su Buharı Basıncı (Pa)
T_{bs}	Su Besleme Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{ds}	Su Dönüş Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_w	Su Sıcaklığı ($^{\circ}C$)
t_f	Taban Yüzey Sıcaklığı
q_c	Taşınım Isı Akısı (W/m^2)

Q_c	Taşınm Isı Transferi (W)
h_c	Taşınm Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)
q_t	Toplam Isı Akısı (W/m ²)
Q_p	Toplam Isı Transferi (W)
h_t	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)
T_u	Türbölans yoğunluğu
V_{al}	Yerel hava hızı (m/s)
T_{al}	Yerel hava sıcaklığı (°C)



KISALTMA LİSTESİ

AUST	Isıtılmamış/soğutulmamış yüzeylerin ortalama sıcaklığı
ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
BAP	Bilimsel araştırma projeleri
DGI	Diffüz güneş ışıınımı
EPBD	Avrupa Binalarda Enerji Performansı Direktifi
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
HDPE	Yüksek yoğunluklu polietilen
IHK	İç hava kalitesi
İM	İşletme maliyeti
MPC	Tahmine dayalı kontrol
OIS	Ortalama ışıınım sıcaklığı
PEX	Polietilen kroslink
PD	Memnuniyetsizlik yüzde
PMV	Tahmini ortalama oy
PPD	Memnun olmayanların yüzdesi
PRDSZ	Perdesiz
RIS	Radyant ısıtma ve soğutma
RN	Referans noktası
RP	Radyant panel
SPF	Mevsimsel performans faktörü
SP	Stor Perde
SPGC	Stor Zebra Perde Gece Modu
SPGN	Stor Zebra Perde Gündüz Modu
TGI	Toplam güneş ışıınımı
TKIP	Toprak kaynaklı ısı pompası

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Lawrence Berkeley Ulusal laboratuvarında kurulan test odaları [10].	27
Şekil 1.2	Taban radyant ısıtma (a), ve duvar radyant ısıtma (b) için kurulan sistemin şematik gösterimi [17].	30
Şekil 1.3	Bina sakinlerinin ısı konforunu etkileyen faktörler [20].	32
Şekil 1.4	Farklı radyant sistemlerin yapı elemanları [29].	36
Şekil 1.5	Ofislerde yer alan tavan radyant panel ve taze hava dağıtım sistemi planı [31].	37
Şekil 1.6	Farklı ısıtma sistemlerine sahip deney odaları [34].	38
Şekil 1.7	Şartlandırılmış deney odasının üstten görünüşü [39].	40
Şekil 1.8	Deney sisteminin şematik resmi [48].	44
Şekil 1.9	Deney tesisatının genel görünümü [51].	45
Şekil 1.10	Deney odası ve kontrol sisteminin şematik gösterimi [62].	48
Şekil 1.11	Önerilen ısı aktif bina sistemleri için tahmini dayalı kontrol modeli akış şeması [64].	49
Şekil 1.12	Laboratuvarındaki yerden radyant soğutma sistemi ile entegre çalışan yerden havalandırma sistemi [73].	52
Şekil 1.13	Hibrit ısıtma soğutma sistemi ve kontrol ünitesi şematik gösterimi [77].	53
Şekil 2.1	Deney sisteminin üç boyutlu şematik gösterimi.	56
Şekil 2.2	Deney düzeğinin şematik gösterimi.	57
Şekil 2.3	Deney odasının bina içerisindeki konumu.	58
Şekil 2.4	Duvar ve tavan radyant panellerinin test odasına montaj aşaması (a) ve sonrası (b).	59
Şekil 2.5	Duvar uygulanan radyant panel bileşenleri [75].	60
Şekil 2.6	Tavan (a) ve duvarlarda (b) kullanılan radyant paneller [80].	61
Şekil 2.7	Isı pompasının, genel (a) ve sistem ekipmanlarının (b) (1. Isı pompası 2. Akış Kontrol Şalteri 3. Pompa Grubu 4. Termometre 5. Manometre 6. Akümülayon Tankı 7. Genleşme Tankı 8. PT100 9. Debimetre 10. Rotometre) görünümü	63
Şekil 2.8	Toprak hattı borular için kazı çalışmaları (a) ve yerleşimi (b).	68
Şekil 2.9	Toprak hattı borular için kazı çalışmaları ve yerleşimi. Toprak hattı sıcaklıkları için yerleştirilen termokuplların yatay (a) ve dikey (b) yerleşim planı [81].	69
Şekil 2.10	İç hava kalitesi ve konfor cihaz setinin tripod üzerinde görünümü.	70

Şekil 2.11	Mahal deneylerinde kullanılan İHK (a), ısıtım sıcaklık probu (b), CO ₂ probu (c) ve türbülans probunun (d) test sırasında görünümü.	72
Şekil 2.12	Yüzey ve hava sıcaklığı ölçümünde kullanılan ısı çiftlerin yerleşim planı	73
Şekil 2.13	Isıl çiftleri, kaynak makinesiyle uçlarının birleştirilmesi (a), veri toplama cihazına bağlanması (b), veri toplama cihazının görünümü (c) ve ısıtma/soğutma banyosunun görünümü (d).	74
Şekil 2.14	Düşey sıcaklık ölçümü için termokupl yerleşim planı (a), düşey sıcaklık standı ve ısıtım kalkanı (b)	75
Şekil 2.15	Asma tavanda yer alan kollektör grubu görünümü.....	75
Şekil 2.16	Soğutma yükü ekipmanı ve teknik çizimi.	76
Şekil 2.17	Isı Pompası grubu kontrol panosu (a), enerji kalite analizörü (b) ve veri toplama cihazı (PLC) (c).	77
Şekil 2.18	Görme faktörü.....	80
Şekil 3.1	Merkez laboratuvar genel görünüş (a), test odası dıştan görünüş (b), laboratuvar üzerindeki güneş hareketi (c), direk güneş ışığını engelleyen ağaçlar (d).	87
Şekil 3.2	Tüm panel (a), tavan (b) ve duvar (c) radyant panel soğutma senaryoları.....	89
Şekil 3.3	Yatay hava sıcaklık dağılımları.	90
Şekil 3.4	Durum 1 için panel yüzey ve su girişi-çıkış sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.	91
Şekil 3.5	Durum 1 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi.....	92
Şekil 3.6	Durum 2 panel yüzey sıcaklığı ve su giriş-çıkış sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.	93
Şekil 3.7	Durum 2 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi.....	94
Şekil 3.8	Durum 2 panel yüzey ve su giriş-çıkış sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.	95
Şekil 3.9	Durum 3 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi.....	96
Şekil 3.10	Test odasının farklı noktalarında düşey sıcaklık farklarının üç durum ve üç farklı gün için gösterimi.....	97
Şekil 3.11	Durum 1 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin gösterimi.	98
Şekil 3.12	Durum 2 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin gösterimi.	99
Şekil 3.13	Durum 3 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin karşılaştırılması.....	100
Şekil 3.14	Zemin yüzey sıcaklığından kaynaklı yerel ısıl konforsuzluk.....	102

Şekil 3.15 Durum 1 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark.	103
Şekil 3.16 Durum 2 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark.	103
Şekil 3.17 Durum 3 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark	104
Şekil 3.18 İç ortam ortalama ışıınım sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki ilişki.	105
Şekil 3.19 Matlab programında ışıınım ve görme faktörü hesapla	107
Şekil 3.20 Test odasının, perde ve cam ve iç ortam termal değerleri şematik gösterimi (a) ve İHK cihazıyla pencere kenarında ölçüm alınırken odanın görünümü (b).	111
Şekil 3.21 Merkez laboratuvar binası üzerindeki güneş hareketi ve direk güneş ışığını engelleyen ağaçlar.	112
Şekil 3.22 Farklı durumlar için test odası içindeki termal yükler.	113
Şekil 3.23 Ölçüm süresi boyunca dış ortam sıcaklığı, pencere yüzey sıcaklığı, toplam güneş ışıınımı (TGI) ve difüz güneş ışıınımı (DGI).	115
Şekil 3.24 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.	116
Şekil 3.25 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.	117
Şekil 3.26 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.	118
Şekil 3.27 Durum 1 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri	119
Şekil 3.28 Durum 2 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.	120
Şekil 3.29 Durum 3 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.	120
Şekil 3.30 Durum 4 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.	121
Şekil 3.31 Test odasında, koridordan pencereye (a) ve duvardan duvara (b) sıcaklık dağılımı.	122
Şekil 3.32 Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklığı farklılıkları.	123
Şekil 3.33. Soğutma yüklerinin farklı durumlardaki değişimi.	125
Şekil 3.34. Tüm panel (a), ve duvar (b) radyant panel ısıtma senaryoları.	127
Şekil 3.35 Tüm panel ısıtma durumunda ısıtılan yüzeyler ve ortam sıcaklık değişimleri.	128
Şekil 3.36 Test odasında ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları.	130

Şekil 3.37	Tüm panel ısıtmada PMV ve PPD konfor parametrelerin ofis saatlerinde değişimi.	131
Şekil 3.38	Ofis saatlerinde tüm panel ısıtmada toplam ısı akısı, çalışma ve hava sıcaklık değişimi.	132
Şekil 3.39	Test odasının farklı noktalarında ısı konforun ve çalışma sıcaklığının değişimi.	133
Şekil 3.40	Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklık dağılımı.	134
Şekil 3.41	Düşey sıcaklık farkından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.	135
Şekil 3.42	Zemin sıcaklığından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.	136
Şekil 3.43	Test odasındaki yatay sıcak değişimleri.	137
Şekil 3.44	Tüm panel ısıtma durumunda ısıtılan yüzeyler ve ortam sıcaklık değişimleri.	138
Şekil 3.45	Test odasında duvar radyant panel ısıtması için ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları.	139
Şekil 3.46	Tüm panel ısıtmada PMV ve PPD konfor parametrelerin ofis saatlerinde değişimi.	140
Şekil 3.47	Ofis saatlerinde duvar radyant panel ısıtmada toplam ısı akısı, çalışma ve hava sıcaklık değişimi.	141
Şekil 3.48	Test odasının farklı noktalarında ısı konforun ve çalışma sıcaklığının değişimi.	142
Şekil 3.49	Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklık dağılımı.	143
Şekil 3.50	Düşey sıcaklık farkından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.	144
Şekil 3.51	Zemin sıcaklığından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.	145
Şekil 3.52	Test odasındaki yatay sıcak değişimleri.	146
Şekil 3.53	Test odasında ölçüm noktalarının konumları.	149
Şekil 3.54	Deneyler sırasında iç ve dış ortam sıcaklık değişimleri.	150
Şekil 3.55	Görme faktörü.	151
Şekil 3.56	Test odasının yüzey listesi.	152
Şekil 3.57	Referans noktası 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e)'te hesaplanan ve ölçülen OIS değerlerinin karşılaştırılması.	155
Şekil 3.58	$Y=3,5$ m hat boyunca OIS değişimi.	157
Şekil 3.59	$X=3,5$ m hat boyunca OIS değişimi.	158
Şekil 3.60	XZ düzleminde (a) $Y=0,3$ m, (b) $Y=3,75$ m ve (c) $Y=7,2$ m konumlarında OIS dağılımı.	159
Şekil 3.61	YZ düzleminde (a) $X=0,3$ m, (b) $X=3,5$ m ve (c) $X=6,7$ m konumlarında OIS dağılımı.	160
Şekil 3.61	XY düzleminde $Z=0,3$ m (a), $Z=1,1$ m (b), $Z=1,7$ m (c) ve $Z=2,5$ m (d) konumlarında OIS dağılımı.	161

Şekil 3.63	1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e) referans noktalarında ölçülen ve hesaplanan PMV ve PPD değerleri.	164
Şekil 3.64	1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e) referans noktalarındaki ölçülen PMV değerleri.	166



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1	Duvar ve tavan radyant panel teknik bilgileri.....	60
Tablo 2.2	Isı pompası grubu teknik bilgileri.....	62
Tablo 2.3	Isı pompası teknik bilgileri.....	64
Tablo 2.4	Pompa grubu teknik bilgileri.....	65
Tablo 2.5	Akış kontrol şalteri teknik verileri.....	65
Tablo 2.6	Akümülayon tankı teknik verileri.....	66
Tablo 2.7	Genleşme tankları teknik verileri.....	66
Tablo 2.8	Isı pompası grubu üzerindeki ölçü cihazları teknik verileri.....	67
Tablo 2.9	Test odası ölçüm cihazları teknik verileri.....	71
Tablo 2.10	Isıl his ölçeği [7,82].....	81
Tablo 2.11	Isıl Konfor kategorileri [82].....	83
Tablo 2.12	Belirsizlik analiz bulguları.....	85
Tablo 3.1	Çalışma senaryoları.....	88
Tablo 3.2	Soğutulmuş radyant tavan ve duvar testleri için deneysel olarak ölçülen ve hesaplanan değerler.....	106
Tablo 3.3	Literatürde radyant sistemler için önerilen ısı transfer katsayıları ile karşılaştırma.....	106
Tablo 3.4	Görme faktörleri.....	108
Tablo 3.4	Görme faktörleri (Devam).....	109
Tablo 3.5	Deneysel Koşullar.....	110
Tablo 3.6	Stor perdelerin termo-fiziksel özellikleri.....	113
Tablo 3.7	Test odasında yazı uygun termal yükler.....	114
Tablo 3.8	ISO 7730 A, B ve C konfor kategorileri için önerilen değerleri [82].....	118
Tablo 3.9	Isıtma sezonunda yapılan deney koşulları.....	126
Tablo 3.10	Ofis odaları için kış sezonu konfor kriterleri [82].....	127
Tablo 3.11	Isıtılmış radyant tavan+duvar ve duvar testleri için deneysel olarak ölçülen ve hesaplanan değerler.....	147
Tablo 3.12	Literatürde radyant sistemler için önerilen ısı transfer katsayıları ile karşılaştırma.....	148
Tablo 3.13	İHK cihazı ile yapılan ölçümler sırasında test odasındaki referans noktaların koordinatları.....	149
Tablo 3.14	Hesaplanan görme faktörleri.....	153

Tablo 3.15 OIS elde etme yöntemleri.	154
Tablo 3.16 Hesaplanan ve ölçülen OIS değerlerinin karşılaştırılması.	156
Tablo 3.17 Panel yüzey sıcaklıkları	156
Tablo 3.18 Hava sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nemin ortalama değerleri.	162



Toprak Kaynaklı Isı Pompalı Radyant Isıtma/Soğutma Sistemlerinde Isıl Konforun Deneysel İncelenmesi

Ahmet DOĞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Danışman: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Eş-Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Nurullah KAYACI

Hidronik radyant ısıtma ve soğutma sistemleri, meydana getirdikleri geniş yüzey alanları sayesinde düşük su sıcaklıklarında ısıtma, yüksek su sıcaklıklarında soğutma sağlamakta ve yenilenebilir enerji kaynaklarıyla uyumlu çalışabilmesi sayesinde yüksek enerji tasarrufu imkânı vermektedir. Düşük enerji tüketiminin yanında bu sistemler sağladıkları yüksek ısıl konfor sayesinde son yıllarda farklı bina uygulamalarında sıklıkla tercih edilmektedir. Bu çalışmada, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi bünyesinde yer alan toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre duvar ve tavanda radyant paneller bulunan ofis odası, tam ölçekli bir test sistemine dönüştürülmüş ısıl konfor, enerji performansı ve ısı transfer karakteristiğinin belirlenmesi açısından deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Yapılan tez çalışması dört ana bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde radyant sistemlerle ilgili yapılmış çalışma ve değerlendirmeler farklı başlıklar altında detaylı olarak incelenmiştir.

İkinci bölümde; ofis odasının tez çalışması için nasıl tam ölçekli bir test odasına dönüştürüldüğü ve deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarının hazırlık aşamaları ve deney sistemindeki rolleri, deneysel yöntem ve hesaplama yöntemi yer almıştır.

Üçüncü bölümde, deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular soğutma ve ısıtma sezonu ana başlıkları altında radyant panellerin farklı konfigürasyonları konfor ve enerji performansı bakımından değerlendirilmiştir. Tüm panellerin soğutulduğu deneylerde elde edilen PMV ve PPD değerlerinin önerilen ASHRAE Standart 55 ve ISO 7730 genel konfor kriterlerini değerleri karşıladığı fakat yalnız duvar ve tavan soğutma durumlarında panel yüzey alanlarının yetersiz kaldığı görülmüştür. Ayak bileği ile baş mesafesi arasında düşey sıcaklık dağılımı ortalama 0,9 °C ile 1,4 °C arasında değişkenlik göstermiş ve literatürde önerilen sıcaklık farklarını bütün durumlar için sağladığı görülmüştür. Aydınlatma kontrolü amacıyla pencere yüzeyine yerleştirilen perdelerin iç ortam sıcaklık ve konfora etkisi detaylı olarak incelenmiştir. Stor perde kullanım durumunda ortalama 0,2 PMV ve %6 PPD ile en yüksek konfor standardı karşılanabilirken, perdesiz durumda 0,6 PMV ve %12 PPD değerleri ile ofis konfor koşulları karşılanamamıştır. Isıtma sezonunda, soğutma sezonunun aksine iç ortam ısı konfor durumu panel yüzeylerinde yoğuşma riski olmamasından dolayı rahatlıkla sağlanabilmiştir. Düşey sıcaklık farkından kaynaklanan konforsuzluk bütün senaryolarda duvar kenarında ve pencere kenarında 4 °C üzerinde gerçekleşmiş ve hedeflenen ısı konfor değerlerinin sağlanamadığı görülmüştür. Ortalama ışıınım sıcaklığı (OIS), küre termometre kullanılarak odanın farklı noktalarında ölçülmüş ve çevre yüzeylerin sıcaklıklarına ve görüş faktörüne dayalı bir OIS hesaplama yöntemi seçilerek hesaplama yönteminin güvenilirliği araştırılmıştır. Hesaplanan ve ölçülen OIS sonuçlarının ölçüm noktalarının yoğun olduğu duvar kenarında daha iyi eşleştiği, dış pencere yanında en büyük sapmanın gerçekleştiği görülmüştür. Hesaplanan OIS değerinin PMV ve PPD sonuçlarında %1 ile %2 arasında sapmalara neden olduğu görülmüştür.

Dördüncü bölümde yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen bulgular değerlendirilerek önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Radyant sistemler, duvar ve tavandan ısıtma ve soğutma, ısı konfor, toprak kaynaklı ısı pompası, ortalama ışıınım sıcaklığı



Experimental Investigation of Thermal Comfort in Radiant Heating-Cooling Systems Coupled with Ground Source Heat Pump

Ahmet DOĞAN

Department of Mechanical Engineering

Doctor of Philosophy Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Hakan DEMİR

Co-supervisor: Assist. Prof. Dr. Nurullah KAYACI

Hydronic radiant heating and cooling systems provide heating at low water temperatures, cooling at high water temperatures due to the enormous surface areas they generate, and substantial energy savings due to their compatibility with renewable energy. In addition to their low energy consumption, these systems have gained popularity in a variety of architectural applications in recent years due to their high thermal comfort. In this study, experimental studies were carried out to determine the thermal comfort, energy performance and heat transfer characteristics of the ground source heat pump integrated wall and ceiling radiant panel system in Yıldız Technical University Science and Technology Application and Research Centre.

This thesis consists of four main sections. In the first section, studies and evaluations on radiant systems are examined in detail under different categories.

In the second section, the experimental system is described in detail under various subheadings such as the preparation stages of the measuring devices used in the

experiments and their functions within the experimental system, the experimental method, and the calculating method.

In the third chapter, Comfort and energy performance were evaluated in different configurations of radiant panels in the test room during the cooling and heating seasons. It has been observed that the PMV and PPD values obtained in the experiments where all panels are cooled meet the recommended ASHRAE Standard 55 and ISO 7730 general comfort criteria, but the panel surface areas are insufficient only in wall and ceiling cooling cases. The vertical temperature distribution between the ankle and head distance varied between 0.9 °C and 1.4 °C on average, and it was observed that the temperature differences recommended in the standards were met for all cases. The effect of the blinds placed on the window surface for the purpose of lighting control on the indoor temperature and comfort has been examined in detail. While the comfort values measured in the middle of the room could meet the highest comfort standard with an average of 0.2 PMV and 6% PPD in the case of store curtain usage, office comfort conditions could not be met with 0.6 PMV and 12% PPD values in the case of no blinds. In the heating season indoor comfort condition can be easily achieved since there is no risk of condensation on the panel surfaces. The discomfort caused by the vertical temperature difference occurred above 4 °C on the wall and window side in all scenarios, and it was observed that the targeted thermal comfort values could not be achieved. The mean radiant temperature (MRT) was measured at different points in the test room using a globe thermometer and the reliability of the calculation method was investigated by choosing an MRT calculation method based on the temperatures of the surrounding surfaces and the view factor. It was observed that the calculated and measured MRT results matched better on the wall edge where the measurement points were more, and the biggest deviation occurred near the outer window. It was observed that the calculated MRT value caused deviations between 1% and 2% in PMV and PPD results.

In the fourth section, the results of the studies are discussed and recommendations are provided based on those evaluations.

Keywords: Radiant systems, wall and ceiling heating and cooling, thermal comfort, ground source heat pump, mean radiant temperature



Teknoloji ile birlikte yaşam standartlarının gelişmesiyle, insanların yaşadığı veya çalıştığı iç ortam kalitesinin iyileştirilmesi talebi, tasarımcıları ve yatırımcıları her zaman ısı verimlilik ve ekonomi açısından daha iyi binalar yaratmaya zorlamaktadır. Yüksek enerji tüketimine neden olan binaların çevre ve insan sağlığı üzerinde de olumsuz etkileri bulunmaktadır. Dünya genelinde yapı sektörünün toplam enerji tüketimi içindeki payı %30 iken, Türkiye'de bu oranın %32,3'lük pay ile sanayi ve ulaştırma sektörlerinin önünde olduğu görülmektedir [1]. Bu sonuçlar, inşaat sektörünün küresel karbon emisyonlarının üçte birinden sorumlu olduğunu ortaya koymaktadır. Bu çerçevede, Türkiye İklim Değişikliğine Uyum Stratejisi ve Eylem Planı 2011-2023 [2], Avrupa Binalarda Enerji Performansı Direktifi (EPBD) [3] ve dünya çapındaki (COP21) [4] anlaşmalar, hükümetlerin mevzuat ve düzenlemelerinin binalarda “sıfıra yakın” enerji tüketim stratejileri ortaya koyduğunu göstermektedir. Bu nedenle binalarda enerji tasarrufu sağlamak, fosil yakıt tüketimini azaltmak ve iklim değişikliğini en aza indirmek tüm dünya için önde gelen konuların başında gelmektedir. Bu talebi karşılamak için verimliliğe dayalı daha iyi tasarımlar, yenilenebilir enerji sistemleri ile entegre binalar inşa etmek, yüksek verimli HVAC ekipmanları kurmak ve bina kabuğunun performansını artırmak gibi birçok önlem alınabilir. Bunlara ek olarak, bina ısıtma ve soğutmalarında konvansiyonel sistemler yerine radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemlerini ön plana çıkarılması enerji verimliliği yanında konfor bakımından da önemli katkılar sağlayacaktır. Radyant ısıtma ve soğutma sistemleri kabul edilebilir bir ısı konfor seviyesi sağlayabilmesi ve yenilenebilir enerji kaynaklarıyla uyumluluğu sayesinde sistem verimliliğini arttırmaktadır. Ayrıca Işınım ısı transferi ve ısı transferi için geniş yüzeyler (duvar, zemin veya tavan) kullanılarak, radyant ısıtma sistemi için daha düşük su sıcaklığı ve radyant soğutma sistemi için daha yüksek su sıcaklığı sayesinde enerji tasarrufu sağlayabilmektedir.

1.1 Literatür Özeti

1. Radyant sistemlerde ısı konfor ve enerji ve ekserji performansı.
2. Radyant sistemlerin diğer sistemlerle karşılaştırılması
3. Radyant Sistemlerde Isı Transfer Katsayıları İle İlgili Çalışmalar
4. Radyant sistemlerde kontrol

1.1.1 Radyant Sistemlerde Isıl Konfor Ve Enerji Ve Ekserji Performansı

Isıl konforun modern değerlendirilmesinde, insanların ısı konfor koşulları fiziksel, fizyolojik ve psikolojik birçok faktör arasındaki etkileşime bağlı olduğunu kabul etmektedir. Isıl koşullar zamanla sürekli değişen altı parametrenin zamanın herhangi bir noktasında entegrasyonu olarak kabul etmektedir. Bu faktörler, hava sıcaklığı, ışıınım sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, giysi yalıtımı ve metabolik aktivitedir. Radyant sistemlerde insanlar için kabul edilebilir bir ısı konfor sağlamak için, genel ısı konfor (PMV-PPD (EN ISO 7730) [5]), ve yerel ısı konfor (yüzey sıcaklığı, düşey hava sıcaklığı farklılıkları, sıcaklık asimetrisi, hava hızlarından kaynaklı rahatsızlıklar) dikkate alınmalıdır [6]. ASHRAE 55 standardı da ısı konforu, ortamdan memnuniyeti ifade eden ve sübjektif değerlendirme ile değerlendirilen zihin durumu olarak tanımlamaktadır [7] .

Radyant ısıtma soğutma sistemlerinde ısı ortamı genellikle aynı hacimdeki havadan yaklaşık 3500 kat daha fazla ısı taşıyabilen sudur. Böylece, termal ortam için taşıma enerjisi, geleneksel hava sistemlerine kıyasla önemli ölçüde azaltılabilir. Ek olarak, ısıtma için gereken daha düşük su sıcaklığı ve soğutma için gereken daha yüksek su sıcaklığı tesis verimliliğini artırabilir ve bu da birincil enerji tüketiminin azaltılmasına katkıda bulunabilmektedir. Ayrıca bu sistemler ışıınım ısı transferi ve ısı transferi için geniş yüzeyler kullanarak kabul edilebilir bir ısı konfor seviyesi sağlayabilir. Bunun sonucu olarak daha düşük bir hava sıcaklığının ve soğutma için daha yüksek bir hava sıcaklığının muhafaza edilmesini mümkün kılarak, geleneksel hava sistemlerine kıyasla havalandırma için daha düşük enerji kullanımı sağlar. Geniş yüzey alanı, ısı transferi için küçük bir sıcaklık farkını kolaylaştırarak, soğutma için daha yüksek bir su sıcaklığının ve ısıtma için daha düşük bir su sıcaklığının kullanılmasını mümkün kılar. Hava sıcaklığını

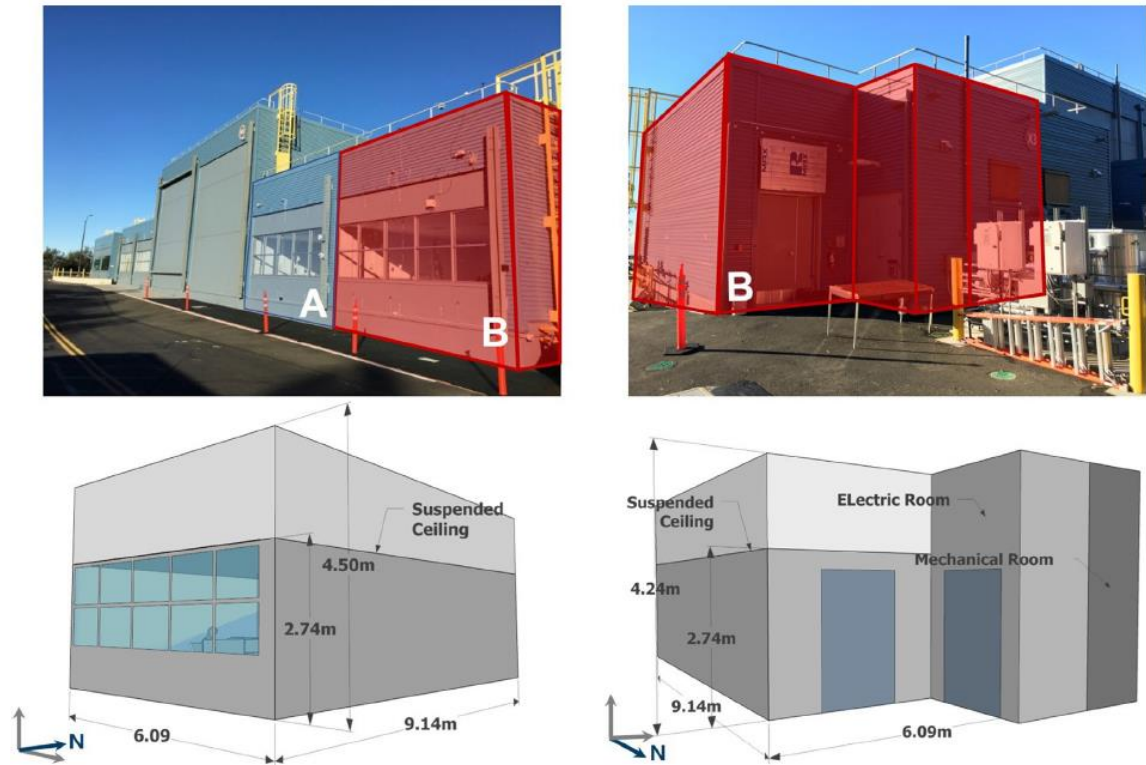
düşürerek enerji tasarrufu etkisinin yanı sıra aşağıdaki prensiplerle daha fazla enerji tasarrufu sağlanır[8].

Bojic vd. [9] farklı radyant yüzey sıcaklıklarının performansını enerji, çevre ve ekonomik açıdan değerlendirmesini bilgisayar destekli program yardımı ile yapmışlardır. Sistemlere enerji kaynağı olarak doğalgaz ile çalışan ve sistemlere pompa (sabit akışkan debisi) ile bağlantılı kazan kullanılmıştır. Kazan gücünün dikkate alınması durumunda radyant sistemin ekserji, enerji tüketimi, işletme maliyeti CO₂ salınımı bakımından en yüksek performansı göstermiş, fakat ekserji verimi bakımından en düşük verimi gösterdiği belirtilmiştir. Diğer sistemlerle yapılan detaylı karşılaştırmada tavandan ısıtma sistemlerinin tüm yönüyle en düşük performansı gösterdiği görülmüştür. İncelen düşük sıcaklıktaki dört radyant sistem için de ısıtma panelleri ve kazan arasındaki ısı transferinin ekserji veriminin yaklaşık olarak benzer değerler gösterdiği belirtilmiştir. Sistemde enerji kaynağı olarak doğalgaz kullanılmasından kaynaklı ekserji yıkımının yüksek olduğu aktarılmış ve enerji kaynağı olarak atık ısıların kullanılması gerektiği önerilmiştir.

Jia vd. [10] Şekil 1.1’de görülen tipik bir ABD ofis odasında hem tavan radyant panel hem de taban radyant sistemleri için tam ölçekli laboratuvar deneyleri yaparak araştırmacılara ve uygulayıcılara radyant sistem performansının yönleri hakkında bilgi sağlamışlardır. Çalışmada, tavan vantilatörün ısı tabaklaşmaya etkisi, içerdeki konfor dağılımı, çalışma sıcaklığına karşı hava sıcaklığına dayalı kontrol ve ofiste kullanılan halının soğutma kapasitesine etkisi detaylı bir şekilde incelenmiştir. Soğutma modunda taban radyant sisteminde tavan radyant panel sistemine göre hava tabakalaşması önemli ölçüde büyük çıktığı belirtilmiştir. Ayakla bileği ile baş mesafesi arasında sıcaklık farkı taban soğutmada ASHRAE Standardı 55’te izin verilen sınırlamanın oldukça üzerinde 3,4 K çıktığı ve tavan vantilatörlerinin kullanılması, fazla tabakalaşmayı azaltmaya ve/veya daha yüksek bölge sıcaklıklarında ısı konfor sağlamaya hizmet ettiği belirtilmiştir. Radyant sistemlerin kontrol sistemlerine vurgu yapan yazarlar, düşük yüklerde ($\leq 30 \text{ W/m}^2$) tavan radyant panel soğutması gereken yükü sağlayabiliyorsa çalışma sıcaklığı yerine hava sıcaklığının kullanılabileceğini vurgulamışlardır. Anca taban soğutmada çalışma ve hava sıcaklığı farkı ortalama 0,6 K değerinde olduğu için hava sıcaklık kontrolü önerilmemektedir. Taban soğutmada, halı

kullanımı besleme suyu sıcaklığının düşürülmesine neden olacağı için zeminde yoğunlaşma risklerinin ortaya çıkabileceği belirtilmiştir.

Sarbu ve Sebarchievici [11] binalarda merkezi ısıtma sistemlerinde kaynak suyu sıcaklığının düşürülmesi ve radyant sistemlerin (radyant taban, tavan ve duvar ısıtma) kullanılmasına bağlı olarak enerji tasarrufunun sağlanması üzerinde çalışmışlardır. Belirtilen üç farklı düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sisteminin ısı performansları ve ısıl konfora etkileri sayısal modelleme, simülasyon araçları ve yerinde ölçümler kullanılarak karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar neticesinde radyant taban ve tavanın beraber çalıştırıldığı düşük kaynak sıcaklıklı sistemler, diğer sistemlere göre daha iyi ısıl konfor, düşük enerji tüketimi, düşük CO₂ salınımı ve düşük işletim maliyetleri bakımından daha iyi performans göstermişlerdir. Tavandan radyant ısıtma sistemleri ise tüm sistemler içerisinde en düşük ısıl performansı sergilemiştir. Çalışmada, iyi yalıtılmış bir binada radyatör kullanımı tabandan radyant ısıtma sistemlerine göre %10 daha fazla enerji tükettiği ve daha düşük ısıl konfor sağladığı görülmüştür.



Şekil 1.1 Lawrence Berkeley Ulusal laboratuvarında kurulan test odaları [10].

Mosa vd [12], daha iyi panel sıcaklık dağılımı ve daha küçük pompalama gücü elde edebilmek için radyant soğutma panellerinin en boy oranının nasıl iyileştirilmesi gerektiğini incelemişlerdir. Dendritik mimarının, soğutma panelinin performansını önemli ölçüde artırdığını ve bunun sonucunda artan soğutma kapasitesi ve azalan pompalama gücü ile sonuçlandığını bulmuşlardır. Ek olarak, panelin kendisini daha kompakt hale getirmenin de soğutma kapasitesi/pompalama gücü oranını artırmanın bir yolu olduğunu göstermişlerdir.

Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin performansı için ayrıntılı bir model kullanan De Carli vd. [13] aynı koşullarda radyant duvar ve radyant taban sistemlerinin ısı transfer karakteristiğini karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada, taban yüzey alanının duvar yüzey alanından daha küçük olmasından kaynaklı, tabandaki yüzey sıcaklıklarının duvarlardan daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Duvar radyant sistem performansını değerlendiren yazarlar, içten ve dıştan yalıtım yapmanın performansa etkisini incelemiş, dıştan yalıtım yapmanın besleme suyu sıcaklığının daha yüksek olmasına yol açtığını ortaya koymuşlardır. Yazarlar, duvardan ısıtma yapılması durumunda yalıtım kalınlığının artırılması gerektiğini ve bunun sonucunda tabandan ısıtma ile yakın performans elde edilebileceğini belirtmişlerdir. Radyant duvar sistemleri soğutma amaçlı kullanılması durumunda istenilen performansı sağlayamadığı bunun ancak yüzey alanın genişlemesiyle gerçekleştirilebileceği önerilmiştir.

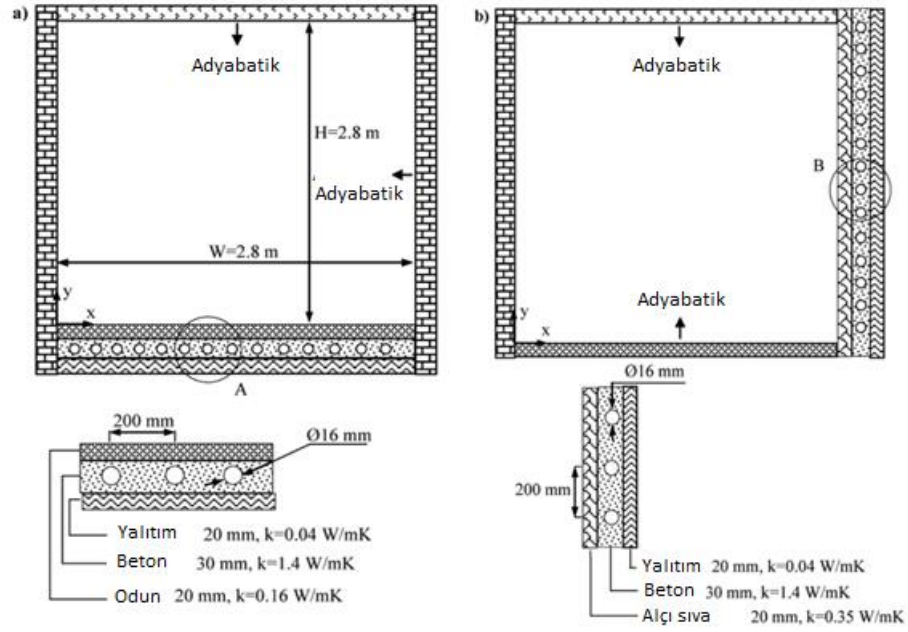
Catalina vd. [14] radyant tavan soğutma test odasında hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak ortalama hız, sıcaklık ve tahmini ortalama oy (PMV) değerlerini hesaplamışlar ve ortalama hızın 0,2 m/s'den küçük olması durumunda ısı konforu sağlanabileceğini göstermişlerdir. PMV hesaplamaları için gerekli bir parametre olan ortalama radyan sıcaklık, analiz edilen düzlemlerin her noktasındaki görme faktörleri hesaplanarak deneyden elde edilen verilerle bir radyosite yöntemi kullanılarak değerlendirilmiştir. Farklı soğuk tavan sıcaklıkları için elde edilen deneysel sonuçlar, bir soğutma tavanı ile dikey sıcaklık asimetrisinin standartların tavsiyelerine karşılık gelen bir değer olan 1 °C'den az olduğu gösterilmiştir. Ayrıca yazarlar, sundukları PMV dağılım grafikleri ile ısı konforu elde edildiğini ve test odasındaki farklı düzlemler için odanın konumu ne olursa olsun eşit olarak dağıldığını göstermişlerdir.

Lindstrom vd.[15] farklı bina malzemelerin yüzey yayıcılıklarını ve radyant taban, tavan ve duvar performanslarını analiz etmişlerdir. Kullanılan malzemelerin yüzey yayıcılıklarının 0,9 ile 0,95 arasında kabul edilebileceğini belirtmişlerdir. Malzemelerin ısı transferi üzerindeki etkilerini inceleyen yazarlar, doğal ve zorlanmış ısı transferinin malzeme dokusuna etkisinin olmadığı sonucuna varmışlardır. Ek olarak radyant sistemlerde taşınım ısı transfer mekanizmasının tüm yönleri ile araştırılması ve tüm çevresel koşullar için hesaplanması ve kapsamlı korelasyonların ileriye dönük olarak türetilmesini önermişlerdir.

Mevcut binalardaki radyant ısıtma ve soğutma sistemlerin performansının ısıll yüklerle göre değişimi Carli ve Olesen [16] tarafından incelenmiştir. Yazarlar, taban, duvar ve tavan radyant panellerin uygulandığı binalardaki ısıll konfor durumlarını dış ortam sıcaklıkları, iç ortam sıcaklıkları ve yüzey sıcaklık ölçümleri alınarak yapmışlardır. Genel olarak yaptıkları değerlendirmede, radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin konfor bakımından konvansiyonel sistemlere alternatif olarak kullanılabileceği sonucuna varmışlardır. Sonuç olarak, ortam iklimlendirmesinde radyant sistemlerin iklimlendirmeli sistemlere alternatif olarak kullanılabileceği sonucuna varılmış ve çalışma sıcaklıklarının günlük dalgalanmalarının 3-4 °C az olduğu ve ısıll konforun genel olarak yüksek olduğu göstermişlerdir.

Sayısal çalışmalarında Karabay vd. [17] radyant yerden ısıtma sistemini ve radyant duvar ısıtma sistemini karşılaştırmıştır. Hava hızları ve ısı transfer parametrelerinin karşılaştırıldığı Şekil 1.2'deki deney sisteminde 3 farklı besleme suyu sıcaklığı kullanılmıştır. Tabandan ısıtma durumunda iç ortam hava dağılımı duvardan ısıtma durumuna göre daha düzgün olduğu görülürken, hava hızları karşılaşmasında yerden ısıtma esnasında hafif konforsuzluk gözlemlendiği belirtilmiştir. Besleme suyunun aynı sıcaklıkta kullanılması durumunda radyant duvar ısıtmanın daha sıcak iç ortam havası ve yüzey sağladığı ancak bu farkın önemsiz olduğu belirtilmiştir. Radyant yerden ısıtma sistemi ayak bileği seviyesinde daha düzgün bir sıcaklık değişimi ve dağılımı sergilerken, zemin yüzeyi ile ortalama iç hava sıcaklığı arasında 5 °C fark meydana gelmiştir. Çalışma, radyant duvar ısıtma sistemlerinde ışınlım ısı transferinin iç ortam havasının sıcaklığı üzerindeki etkisinin daha fazla olduğu sonucuna varmıştır. Yazarlar,

çalışmada incelenen odanın mobilya veya halı içermediğini belirtmişler ve olması halinde radyant yerden ısıtma sisteminin performansının olumsuz etkileneceğini, radyant duvar ısıtma sisteminin performansının ise değişmeyeceğini öngörmüşlerdir. Bu nedenle yazarlar, radyant yerden ısıtma sistemi yerine radyant duvar ısıtma sistemi kullanılmasını tavsiye etmişlerdir.



Şekil 1.2 Taban radyant ısıtma (a), ve duvar radyant ısıtma (b) için kurulan sistemin şematik gösterimi [17].

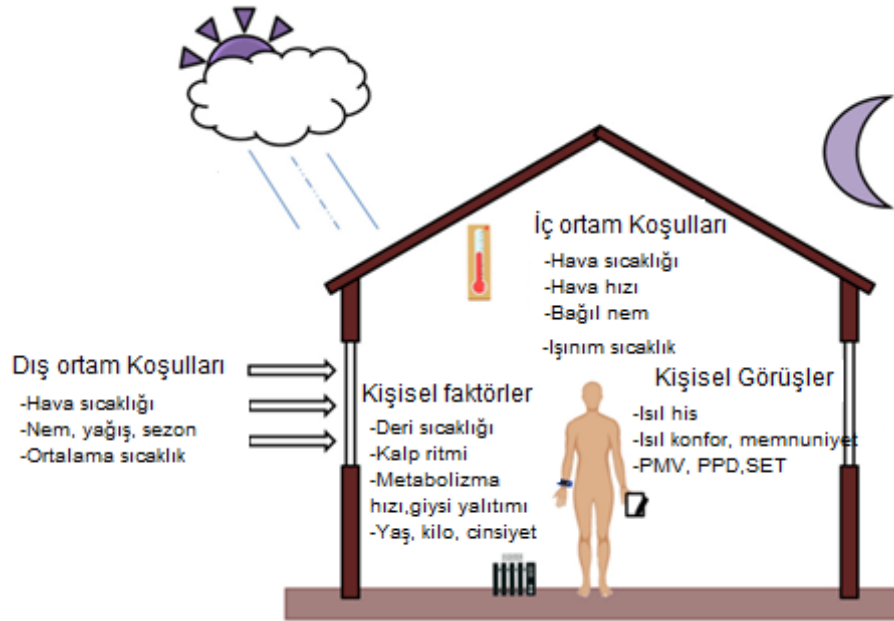
Akbulut vd. [18] dikey tip toprak kaynaklı ısı pompası kullanarak bir evi duvardan soğutulmasını teorik ve deneysel olarak çalışmışlardır. Çalışmanın temel amacı, soğutma sisteminin minimum enerji kullanımına olanak sağlayacak parametrelerin belirlenerek sistemin düşük sıcaklık rejiminde çalışmasına olanak sağlamaktır. 1 Temmuz-30 Eylül 2012 tarihleri arasında yapılan deneylerde saniyede bir toplanan veriler MYQL veri tabanına aktarılarak ısı pompasının devreye girdiği anlar tespit edilmiş ve aylık ortalama değerler analiz edilmiştir. Böylece duvardan soğutma için teorik analizler yapılmış korelasyonlar önerilmiştir. Bu korelasyonlar enerji ve ekserji analizlerinde kullanılarak tüm sistemin enerji ve ekserji veriminin sırasıyla %74,85 ve %29,90 olduğu belirlenmiştir. Ayrıca, %91,91 ve %91,73 verimlilikte ısı aktaran evaporatör ve kondenserlerin ekserji verimleri % 65,10 ve % 79,7, 1,066 kW elektrik tüketen

kompresörün sırasıyla enerji ve ekserji verimleri % 60,60 ve % 40,00 olarak ölçülmüştür

Myhren ve Holmberg [19] 4,8 m x 2,4 m x 2,7 m boyutlarında bir oda modeli üzerinde ısı konfor ve enerji tüketimini incelemek amacıyla sayısal ve deneysel olarak bir çalışma yürütmüşlerdir. Dış hava sıcaklığı İsveç şartlarında Aralık-Mart ayları arasında -5°C alınmıştır. Deneysel çalışma için kurulan ofisin yüksek sıcaklık (YS, 90-70°C) ve orta sıcaklıkta (OS, 55-35°C) ısıtma ünitesi olarak radyatör, çok düşük sıcaklıkta (35-25°C) ısıtma ünitesi olarak ise duvardan ve yerden radyant paneller kullanılarak yapılmıştır. İç ortamın havalandırılması ve nem kontrolü için pencere etrafına dış hava beslemesi yapan havalandırma menfezleri yerleştirilmiştir. Yapılan bu çalışmada araştırmacılar kullanılan radyant panellerin düşük düzey sıcaklık farkı ve düşük hava hızları sağlayarak iç ortam konfor şartlarının iyileştirilebileceğini göstermişlerdir.

Xie vd. [20] deneysel ve sayısal olarak yaptıkları çalışmalarında, ısı konfor şartlarını sağlamak için sistem performansının maksimize edilmesi ve işletme maliyetlerinin nasıl düşürülmesi gerektiğini ele almışlardır. Bir ofis binasındaki toprak kaynaklı ısı pompası kaynaklı radyant tavan uygulamasının analiz edildiği çalışmada kontrol edilebilir parametreler tavan su sıcaklığı, iç mekân hava sıcaklığı ve ısı pompasının su besleme sıcaklığı olarak alınmıştır. Mevsimsel performans faktörü (SPF), tahmin edilen ortalama oy (PMV) ve işletme maliyeti (İM) yöntemleriyle toplam sistem performansı, ısı konfor ve ekonomisi değerlendirilmiştir (Şekil 1.3). Referans durum için seçilen 18 °C, 25 °C ve 7 °C kontrol edilebilir faktörlere karşılık SPF, PMV ve İM değerleri sırasıyla 3.582, -0.223 ve 28281 olduğu görülmüştür. Bu çalışmada ele alınan birinci durum için 16,1 °C, 26,6 °C, 10,4 °C değerlerine karşılık SPF, PMV ve İM değerleri 3.741, 0,225 ve 23525 çıktığı belirtilmiştir. Durum 2 için kontrol edilebilir üç faktör 16,2 °C, 26 °C, 9,7 °C ve karşılık gelen SPF, PMV ve İM 3.734, 0,0203 ve 24613 bulunmuş, sistem performansının ayrıca referans ve iç mekân ile karşılaştırıldığında geliştirilmiştir. Isı konforun, durum 1'den önemli ölçüde daha iyi ve aynı anda referansa kıyasla % 13 azaldığı ve ekonomik olduğunu belirtilmiştir.

Imanari vd. [21] tavana gömülmüş radyant panellerle klasik hava şartlandırma sisteminin ısıl konfor, enerji tüketimi ve maliyet açısından karşılaştırmasını yapmışlardır. Çalışmada Tokyo’da bulunan küçük bir ofisin içinde insanlar bulunurken tavandan soğutma sistemi ve klasik iklimlendirme sistemi için ayrı ayrı incelenmiştir. Yapılan anket sonucu insanların %80’nin radyant sistemi daha konforlu buldukları ortaya çıkmıştır. Isıl konforun önemli parametresi olan düşey yöndeki sıcaklık farkı tavandan soğutma durumunda daha az çıktığı görülmüştür. Bunlara ek olarak duyulur ısı yükünün radyant paneller tarafından karşılanmasından dolayı ihtiyaç duyulan taze hava ihtiyacına bağlı olarak fan gücünde düşüş sağlanmıştır. Sonuç olarak tavandan radyant soğutma yapıldığında tüketilen enerji miktarının %10 düştüğü ve radyant panel fiyatlarına bağlı olarak ilk yatırım maliyetinin kendini 1 ile 17 yıl arasında kendini karşılayacağı belirtilmiştir.



Şekil 1.3 Bina sakinlerinin ısıl konforunu etkileyen faktörler [20].

Nagano ve Mochida, [22] tavana yerleştirilmiş radyant panellerle içinde 5 kişi olan deney test odasının ısıl konforunu incelemiştir. Yapılan bu çalışmanın amacı sırt üstü pozisyonda olan insanlar için radyant soğutma sistemlerinin kontrol koşullarını açıklamaktır. Sırtüstü uzanan bir insan vücudu için radyant sıcaklığın tavandan soğutma radyant sistem tasarımında kullanılması gerektiği sonucuna varmışlardır. Ayrıca, bu deneylerde bazı deneklerin tavan ile oda havası arasındaki

sıcaklık farkı 5 °C'nin altında olmasına rağmen güçlü ısıtım sıcaklık hissini duyduklarını belirtmişlerdir.

Gemici, [23] duvar radyant panellerinin farklı yerleşim stratejilerinde farklı giriş suyu sıcaklıklarını uygulayarak şartlandırılmış test odasında ısı konfor, düşey sıcaklık dağılımı ve ortalama ısıtım sıcaklığının nasıl değiştiğini incelemiştir. Çalışmada ortalama hava sıcaklığı farkları üç farklı yerleşim durumu için sırasıyla 0,14 °C, 1,11 °C ve 0,73 °C olarak standartlar içerisinde olduğunu bulmuş, sonuçların radyant panellerin farklı duvarlara monte edilmesinin hem ısı konfora hem de ısıtma performansına etkisini göstermiştir. Radyant panellerin pencere altına yerleştirildiği senaryoda test odasındaki ısı konfor durumunun diğer panel yerleşim senaryolarına göre daha iyi performans gösterdiğini ortaya koymuştur.

Ren vd., [24] yaptıkları HAD çalışmasında modelledikleri insan vücudu üzerindeki, hava sıcaklığı, ortalama ısıtım sıcaklığı ve PMV datalarını sayısal olarak incelemişlerdir. Buna ek olarak mahal içerisindeki sıcaklık ve hız dağılımını incelemişlerdir.

Su vd. [25] beton tavandan soğutma sistemlerinin ısı konfor ve enerji kullanımı açısından diğer sistemlere göre avantajları olduğunu ifade etmişlerdir. Yaptıkları çalışma, tavandan soğutmanın ısı transferi ve soğutma karakteristiği hakkında bilgi vermektedir. Kararlı durum için iki boyutlu matematiksel çözümü sonlu fark yöntemi ile çözülmüş nümerik olarak görüntülemişlerdir. Elde edilen sonuçlara göre, değişik besleme suyu sıcaklıkları ve boru çaplarına göre sıcaklık dağılımı analizi yapılmıştır ve de nümerik analiz deneysel çalışması ile doğrulanmıştır. Tavandan soğutma panellerinden elde edilen sonuçlar analiz edilmiş, beton panellerin ısı ataleti panel sıcaklığını etkilemekte ve ortam havası yavaşça düştüğü belirtilmiştir. Ancak bu da besleme suyundaki dalgalanmadan doğan olumsuzlukları azalttığı ve soğutma kapasitesi doğrudan besleme suyu sıcaklığına, boru çapına ve su debisine bağlı olduğunu ortaya çıkarmışlardır. Deney koşulları aşağıda özetlenmiştir.

Deney odasının abatlari: 2m x 2m x 2,85m

Soğutma kapasitesi: Dış sıcaklık: 25-26 °C

Besleme suyu sıcaklığı: 11-14 °C.

Tye-Gingras ve Gosselin [26] tarafından ısı konfor değerini sağlayacak ve enerji tüketimini minimize edecek optimizasyon yöntemi geliştirilmiştir. Seçilen parametreler panel giriş su sıcaklıkları ve panel yerleşim planı olmuştur. Ansys-Fluent yazılımının kullanıldığı çalışmada 8 değişik panel yerleşimi için oda içerisindeki PMV, sıcaklık dağılımı ve ısı akıları incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda radyant panellerin boyları su girişi sıcaklığını etkilediği ve panelleri pencereye yakın yerleşiminde ısı konfora daha çabuk ulaşıldığı görülmüştür. Ayrıca düşük duvardan ısıtma panel yüksekliği ise daha az enerji tüketimi sağlamıştır.

Roman vd. [27] toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre edilmiş duvar soğutma radyant sisteminin davranışını ve enerji tüketimini karşılaştırmak için yaz sezonu boyunca eksiksiz bir dizi deney gerçekleştirmişlerdir. Toprak kaynaklı ısı pompasına entegre radyant duvar sisteminin soğutma modunda yüksek enerji tasarrufu potansiyeli gösterdiği ancak kullanım programlarıyla çalışma süresinin sınırlandırılması, radyant duvarın havadan havaya ısı pompasına göre avantajlarını azalttığı belirtilmiştir.

Myhren ve Holmberg [8] farklı ortam ısıtma sistemlerinin ısı performanslarını karşılaştırdıkları çalışmalarında çalışma bölgesi olarak İsveç'i seçmişlerdir. Yüksek ve orta sıcaklıklardaki radyatör sistemi, düşük sıcaklıktaki radyant tabandan ısıtma sistemi ve radyant duvardan ısıtma sistemlerini karşılaştırmışlardır. Sayısal olarak yapılan çalışmada, belirlenen sistemlerin soğuk cereyan problemleri, ortam içi dikey sıcaklık farkları, hava hızları ve enerji tüketimleri değerlendirilip karşılaştırılmıştır. Çalışmada incelenen bütün sistemlerin, ofis işi yapan ve kışlık kıyafet giyen bir birey için kabul edilebilir bir ısı ortam sunduğu görülmüş olmasına rağmen düşük sıcaklıklı radyant ısıtma sistemlerinin ortamın ısı kalitesinin artırılmasında daha yüksek performans gösterdiği belirtilmiştir. Geniş ısı transfer yüzeyine sahip radyant sistemlerin hava ünitelerinden gelen soğuk havaya karşı etkili olarak karşılık veremediği belirlenmiştir. Bu durumun önlenmesi adına ısıtıcıların tabana yakın yerlere konumlandırılması önerilmektedir. Test edilen ofis ortamında pencerelerden kaynaklı soğuk hava cereyanı ve soğuk radyant asimetri iki veya daha fazla katmanlı pencerelerin olduğu sistemlerden çok karşılaşılan bir problem olmadığı sonucu da

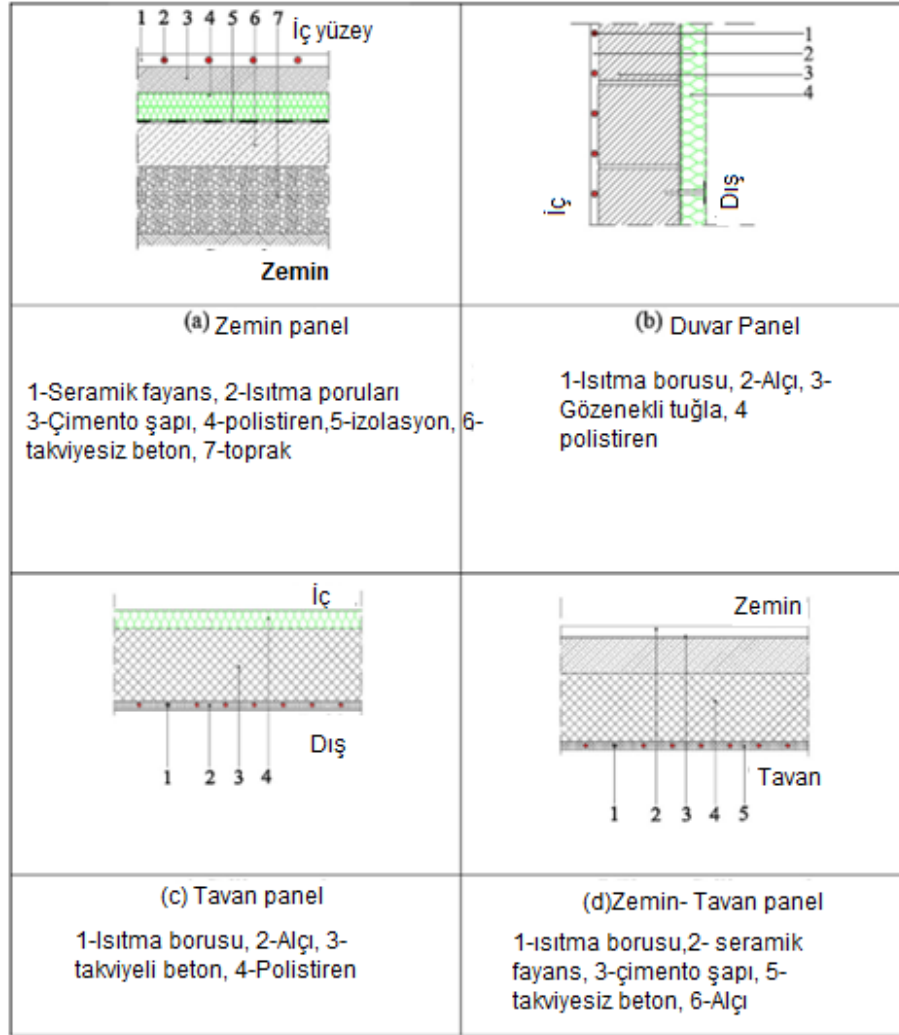
aktarılmaktadır. Ayrıca, ısı konfor dikkate alındığında mekanik olarak havalandırılan sistemler yerine doğal olarak havalandırılan ortamların daha iyi performans gösterdiği belirtilmiş, dış ortamdan aktarılan havanın soğuk hava cereyanına ve ısı konforsuzluğa mahal vermemesi adına ortama aktarılırken hızının düşürülmesi ve sıcaklığının istenilen düzeye getirilmesi gerektiği aktarılmaktadır.

Fanger vd. [28] 32 ve 16 kişiden oluşan gruplar üzerinde test odasında soğuk duvar, sıcak duvar ve soğuk tavan durumlarının neden olduğu radyant asimetrisinin etkilerini incelemişlerdir. Her bir bireyin ayrı ayrı teste tabi tutulduğu çalışmada bireyler ayakta ve kıyafetli olarak test odasında yer almıştır. Yaklaşık 4'er saat süren deneyler esnasında denekler altı farklı ışıyım sıcaklık asimetrisine maruz bırakılmış ve deneklerin anket doldurmaları istenmiştir. Çalışma neticesinde sıcak duvarın soğuk duvara nazaran daha çok ısı konfor sağladığı görülürken, soğuk radyant tavanın da sıcak radyant tavan durumuna göre daha çok ısı konfor sağladığı belirtilmiştir. Radyant asimetrisinin denekler tarafından tercih edilen ışıyım sıcaklıklarına önemli etkisinin olmadığı belirtilen çalışmada radyant asimetriye maruz kalınmada cinsiyetin bağlı olarak farklılık oluşturmadığı belirlenmiştir.

Radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemlerinin etkinliği düşünüldüğünde önemli noktalardan biri de optimize edilmiş enerji performansı için yalıtım kalınlığıdır. Cvetkovic ve Bojic [29] Sırbistan'da sıfır enerjili bir evde Şekil 1.4 yapı elemanlarının gösterildiği yerden ısıtma sistemi, duvar ısıtma sistemi, tavandan ısıtma sistemi ve yeni geliştirilen yerden-tavan ısıtma sistemi olmak üzere dört radyant sistemi incelemek için yapılmıştır. RIS'lı bir konutu incelemiş ve radyant panellerin bulunduğu yüzeyler için ısı yalıtım kalınlığının daha yüksek olması gerektiğini göstermişlerdir. Ayrıca RIS sistemleri kendi içinde düşünüldüğünde duvarlar için gereken ısı yalıtımı kalınlığı zeminde gerekenden daha yüksek olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Guo vd. [30] radyant tabandan ısıtmalı bir laboratuvar alanında yerden 1,3 m yükseklikte ve 48 saat boyunca hava değişimini ve ortalama ışıyım sıcaklığı sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. ışıyım sıcaklık değişiminin 5 °C'ye kadar çıktığı

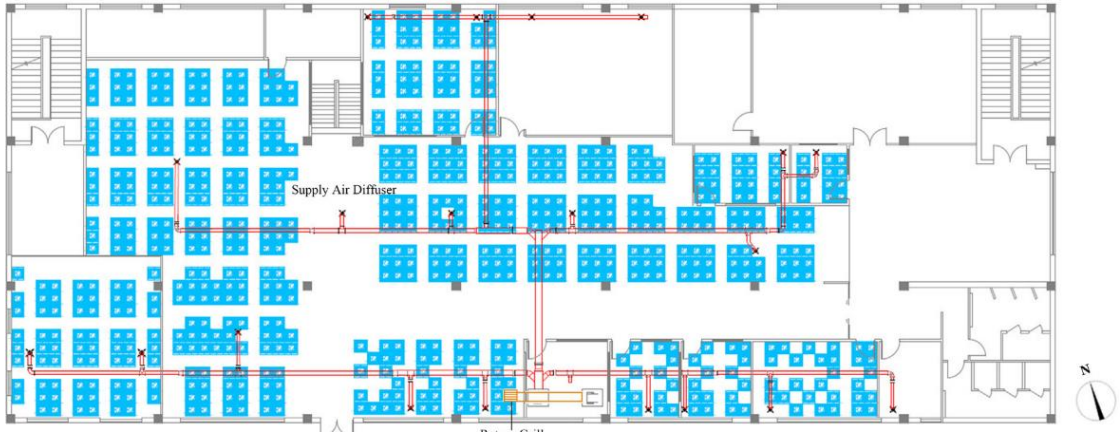
ve bunun gözlemlene varyasyonlardan çok yüksek olduğu bulunmuştur. Hava sıcaklığındaki değişimin ise 2 °C kadar çıktığı görülmüştür.



Şekil 1.4 Farklı radyant sistemlerin yapı elemanları [29].

1.1.2 Radyant Sistemlerin Diğer Sistemlerle Karşılaştırılması

Tian vd [31], 44 katılımcıdan 135 veri setini analiz ederek sıcak ve nemli yaz aylarında bir ofis binasında (Şekil 1.5) hava dağıtım sistemi ve radyant tavan soğutması ile ofis sakinlerinin ısı konforu üzerine çalışma yürütmüşlerdir. Aynı çalışma sıcaklığı aralığında, tavan soğutmalı radyant panellerin geleneksel klimalara göre daha iyi konfor koşulları sağladığı tespit etmişlerdir. Spesifik uygulamalar için en uygun radyant sistemin seçilmesi konusunda bilinçli bir karar verilmesine yardımcı olan radyant zemin, duvar ve tavan ısıtma sistemlerinin kapsamlı karşılaştırmaları Oravec ve diğerleri tarafından yapılmıştır [32].

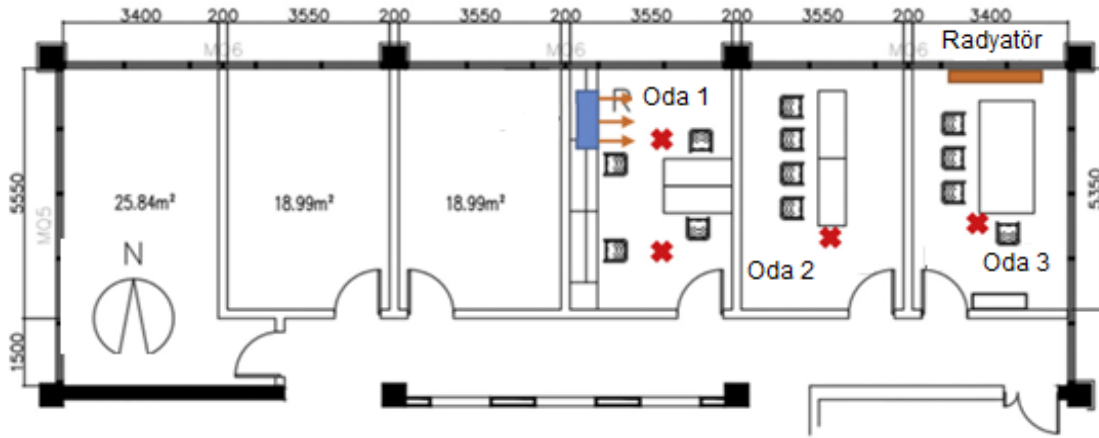


Şekil 1.5 Ofislerde yer alan tavan radyant panel ve taze hava dağıtım sistem planı [31].

Bir diğer çalışmada, Tian ve Love'ın [33] çalışmalarında, hava hızlarının yüksek olan konvansiyonel sistemlerin sağladığı taze hava ve havalandırmadan dolayı daha çok tercih edildiği, düşük hava hızlarına sahip radyant sistemlerin ise daha fazla şikâyetle neden olduğunu tespit etmişlerdir. Deneklerle yapılan anket sonuçlarını da paylaşan yazarlar çalışmaya katılanların %14-22'sinin kol-el ve bacak-ayak bölgelerinde lokal soğuk algınlığı rahatsızlığı bildirdiğini ortaya koymuşlardır.

Lin vd [34], 97 kişi ile yaptıkları anket sonucunda farklı ısıtma sistemlerinin farklı ısı konfor seviyelerine yol açıp açmadığını araştırmış ve bu farklılığın nedenlerini açıklamak için Şekil 1.6'da görülen radyant ve konvansiyonel ısıtma sistemleri karşılaştırmışlardır. Sürekli ısıtma durumunda ortalama ışıyım sıcaklığı, iç ortam nem seviyesi ve gürültü açısından önemli bir fark bulunamazken, konvansiyonel ısıtma terminallerinde önemli sıcaklık dalgalanmaları, daha yüksek draft riski ve yüksek dikey sıcaklık farklılıkları nedeniyle yerel konforsuzluk şikâyetleri olduğunu belirtmişlerdir. Bütün ısıtma sisteminde de ankete çalışanların yaklaşık % 30'u iç mekân neminin yetersiz olduğunu ve sistemler arasında bu açıdan bir fark olmadığını belirtmişlerdir. İçerdeki hava akımına bakıldığında zorlanmış taşınım esaslı sistemde beklendiği gibi radyant sistemlere göre daha yüksek olduğu (0,127 m/s ye karşılık 0,098 m/s) görülmüştür. Anket sonuçlarında deneklerin %12,4 zorlanmış taşınım esaslı sistemden şikâyetçi olurken, sadece %4,4'ü radyant ısıtma sisteminden şikâyet etmiştir. Ayrıca, sıcaklık dalgalanmaları ve dikey sıcaklık farkları zorlanmış taşınım esaslı sistemlerde daha yüksek yerel

rahatsızlıklara yol açtığı ve deneklerin %16,7'sinin ayak bileklerinden soğuk hissettiğini belirtmiştir.



Şekil 1.6 Farklı ısıtma sistemlerine sahip deney odaları [34].

Yerden radyant ısıtma ve konvansiyonel sistemi ile ısıtılan farklı okullar Zeiler ve Boxem [35] tarafından ısı konfor ölçümleri ve bir anket yoluyla karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalarda konveksiyon sistemi ile ısıtılan bazı okullarda yüksek sıcaklıklardan kaynaklı sorunların olduğu belirlenmiştir. Radyant sistemlerinin uygulanması, kış aylarında okul binalarının sakinleri için algılanan ısı konforunda küçük bir iyileşmeye yol açabileceği yorumunda bulunmuşlardır. Ayrıca, okullardaki iç mekân konfor seviyesini hem anket hem de ölçümle değerlendiren yazarlar, ölçülen konfor değerlerinin anketlerden daha iyi olduğunu tespit etmişlerdir.

Feng vd [36], radyant sistemle donatılmış odalarda dinamik ısı transferinin klasik zorlanmış taşınım esaslı sistemlerden nasıl farklı olduğunu ve bu farklılıkların duyulur soğutma yükünü nasıl etkilediğini ve radyant sistemler için soğutma yükünü hesaplama yöntemlerini deneysel olarak incelemişlerdir. Radyant sistemin klasik sistemlere göre ortalama %18-21 daha yüksek soğutma oranlarına sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Woolley vd [37], hava sıcaklığı dağılımını, çalışma sıcaklığı dağılımını, yüzeylerin ve kütlelerin sıcaklığını, dinamik alan ısı tahliyesini ölçerek, eşit ısı kazançlı ve eşdeğer koşullarda tutulan bir çift test odasında radyant soğutma ve klasik zorlanmış taşınım soğutmanın karşılaştırmasını analiz etmişlerdir. Yapılan karşılaştırmada hava soğutmalı sistemin % 2 ile % 7 arasında ısı transfer

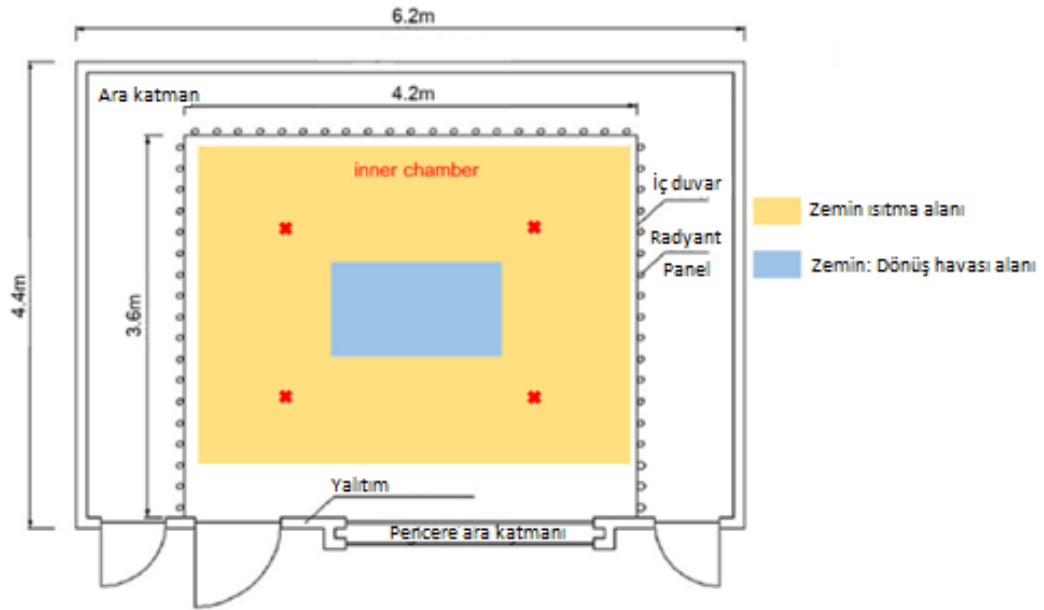
edebildiğini keşfetmişlerdir. Yazarlar, eşdeğer konfor koşullarını sürdürebilmek için, radyant soğutma için dinamik ısı transfer hızının, tamamen hava soğutmalı sistemden farklı olması gerektiğini belirtmişlerdir. Yaptıkları deneylerde de ortamdaki uzaklaştırılan ısı transfer hızının radyant sistemde %10 daha büyük olduğu ve ortalama 1-2 saat az sürdüğünü göstermişlerdir.

Karman vd [38], kapsamlı literatür incelemelerinde radyant sistemler ve konvansiyonel hava esaslı ısıtma soğutma sistemleri bina performansı simülasyonu, fiziksel ölçümler ve insan denek testi/kullanıcı tabanlı anketler olmak üzere 3 kategoride sınıflandırarak karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda radyant sistemlerin tüm hava sistemlerinde eşit veya daha iyi ısı konfor sağladığını bulmuşlardır. Yazarlar bu ifadeyi doğrulamak için daha ileri çalışmalara ihtiyaç olduğunu ve her iki sistem de çalışma ve kontrol dâhil olmak üzere çeşitli faktörlere bağlı olarak kabul edilebilir ısı konfor sağlayabileceği vurgulamışlardır.

Sun vd. [39] şartlandırılmış bir deney odasında (Şekil 1.7) ve bir konut odasında tabandan radyant ısıtma ve zorlanmış taşınım esaslı ısıtma sistemini karşılaştırmış, iyi tasarlanmış zorlanmış taşınım esaslı klasik sistemin iç mekân ısı konforu açısından radyant sistemlere eşit olduğunu belirtmişlerdir. Kadın ve erkeklerin farklı ısıtma sistemlerinin ısı konfor değerlendirmesine verdikleri tepkiler farklı olmasına rağmen, zorlanmış taşınım ve radyant sistem karşılaştırması yapıldığında yapılan oylamaların sonucunun pek farklı olmadığı ortaya çıkmışlardır.

Cen vd. [40] toplam 30 kişi ile yaptıkları ankete dayalı ısı konfor çalışmasında fancoil sistemi ile yerden ısıtmalı radyant sistemi farklı yükseklikler için 8 farklı deney koşulunda karşılaştırmışlardır. Soğutma mevsiminde aynı yükseklikte ısı konfor ve çalışma sıcaklığının fancoil sistemi ve zemin radyant soğutma sisteminde büyük farklılıklar gösterdiği tespit etmişlerdir. Fancoil sisteminde mahal yüksekliği arttıkça nötr sıcaklık kademeli olarak azalırken, radyant döşeme sisteminde mekan yüksekliği arttıkça nötr sıcaklığın yükseldiğini vurgulamışlardır. Bu nedenle fancoil sistemleri alçak tavana sahip alanlar için daha uygun, radyant

taban sistemleri ise yüksek tavana sahip ortamlarında daha iyi ısı konfor sağlayabileceği sonucuna varmışlardır.



Oxizidis ve Papadopoulos [41] radyant ve zorlanmış taşınım esaslı sistemleri ısı konfor ve enerji tüketimi açısından araştırmışlardır. Radyant sistemlerin uygulandığı binaların iyi bir şekilde yalıtılması gerektiğini ve içerideki sıcaklık kontrolünün hava sıcaklığı yerine çalışma sıcaklığı kullanılarak düzenlenmesi gerektiğini bulmuşlardır. Sistemleri enerji tüketimi ve sağlanan ısı konfor koşulları dikkate alarak karşılaştırıldığında, en verimli sistemin hibrit (radyant ve fancoil) sisteminin olduğu, ancak gizli yüklerin sınırlı olduğu her yerde (örneğin konutlar) duvar ve tavan soğutması enerji verimliliği açısından daha iyi olduğu söylenmiştir. Ek olarak fancoil e %14'ten daha fazla birincil soğutma enerjisi tüketirken radyant sistemler aynı anda daha az enerji tüketirken daha iyi ısı konfor koşulları sağladığını belirtmişlerdir.

Stetiu [42] Amerika Birleşik Devletleri'ndeki ticari binalarında radyant soğutma sistemlerini ve zorlanmış taşınım esaslı sistemlerin enerji ve en yüksek güç tasarrufu potansiyelini karşılaştırmıştır. 24 saatlik bir süre boyunca, radyant soğutma sistemi tarafından koşullandırılan ortamın iç hava sıcaklığı, tamamı hava sistemiyle koşullandırılmış ortamın iç hava sıcaklığından daha kararlı olduğu gözlemlenmiştir. Yazar incelediği lokasyonlarda radyant sistemlerde elde

edilebilir enerji tasarrufu %17 ile %42 arasında değiştiğini vurgularken, ulaşılabilir en yüksek güç tasarrufunun %22 ile %37 arasında değiştiğini belirtilmiştir. Ayrıca bir ofis için radyant soğutma sisteminin geleneksel klima sistemlerinden %30 daha az enerji tükettiğini ve zirve güç noktası %27 daha aşağıda olduğunu göstermiştir.

Dreau ve Heiselberg [43] tarafından yapılan bir çalışmada Avrupa'da bulunan bir ofis odası incelemiş, 4 farklı soğutma stratejisi (betona gömülü sulu sistem, radyant döşeme, radyant duvar ve radyant tavan) karşılaştırılmıştır. Radyant döşeme sisteminin görme faktörü ile soğutma yüzeyi arasında daha büyük görüş faktörü nedeniyle soğutma ihtiyacı açısından en verimli yol olduğu görülmüştür. Bulunan ikinci bulgu ise bölgede en üniform konfor koşullarını sağlamayı başaran radyant tavan sistemiydi. Radyant ısıtma ve soğutma (RIS) sistemlerinin etkinliği düşünüldüğünde önemli noktalardan biri, de optimize edilmiş enerji performansı için yalıtım kalınlığı olduğu vurgulanmıştır.

Ye vd. [44], giriş suyunun akış hızlarını ve sıcaklıklarını içeren çeşitli koşullar altında bir tavan radyant soğutma panelinin termal performansını incelemişlerdir. Çalışmalarına göre, tavan radyant soğutma panelleri tek tip bir iç hava dağılımı sağlarken, bina kabuğu etkilerini önlemede zorlandığını belirtmişlerdir. Daha konforlu bir iç ortam yaratmak için tavandan yayılan soğutma panellerini cebri havalandırma ile birleştirmeyi önermişlerdir.

Mikeska vd. [45] bir prototipin teknik çözümünü test etmek için sabit durum koşulları altında özel olarak inşa edilmiş, tam ölçekli bir test binasında havalandırma için bir duvar radyant soğutma sistemi ve zorlanmış taşınım esasına dayalı klasik soğutma sistemlerinin performansını deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Odada ölçülen ve hesaplanan hava hızları arasında küçük farklılıklar olsa da, iç konfor kategorisi ve iç hava sıcaklıkları tatmin edici derecede benzer bulmuşlardır. Krajcik vd. [46], duvar ısıtma ve soğutma sistemleri ve termal bariyerler ile ilgili 134, doğrudan hidronik duvar sistemleri ile ilgili 71 ve hidronik duvar sistemlerine ilişkin bulguları perspektif haline getirmeye hizmet eden 63 literatür kaynağını incelemiş ve bu çalışmaları tablo ve şekiller halinde sunmuş, ayrıntılı olarak tartışılmıştır. . Bazı durumlarda radyant duvar

sistemlerinin radyant zemin ve tavanlara tercih edilebileceği belirtilmiş, ancak daha fazla karşılaştırmanın kesin kanıt sağlamak için yardımcı olacağı vurgulanmıştır.

1.1.3 Radyant Sistemlerde Isı Transfer Katsayıları ile İlgili Çalışmalar

Isı transfer katsayıları genellikle binalardaki radyant sistemlerin termal davranışını ve soğutulan/ısıtılan yüzeyleri ile oda arasındaki ısıyı nasıl aktardıklarını tanımlamak için kullanılır. Mevcut standartlara ek olarak, bu tür ısı transfer katsayıları ile ilgili deneysel ve sayısal olarak çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

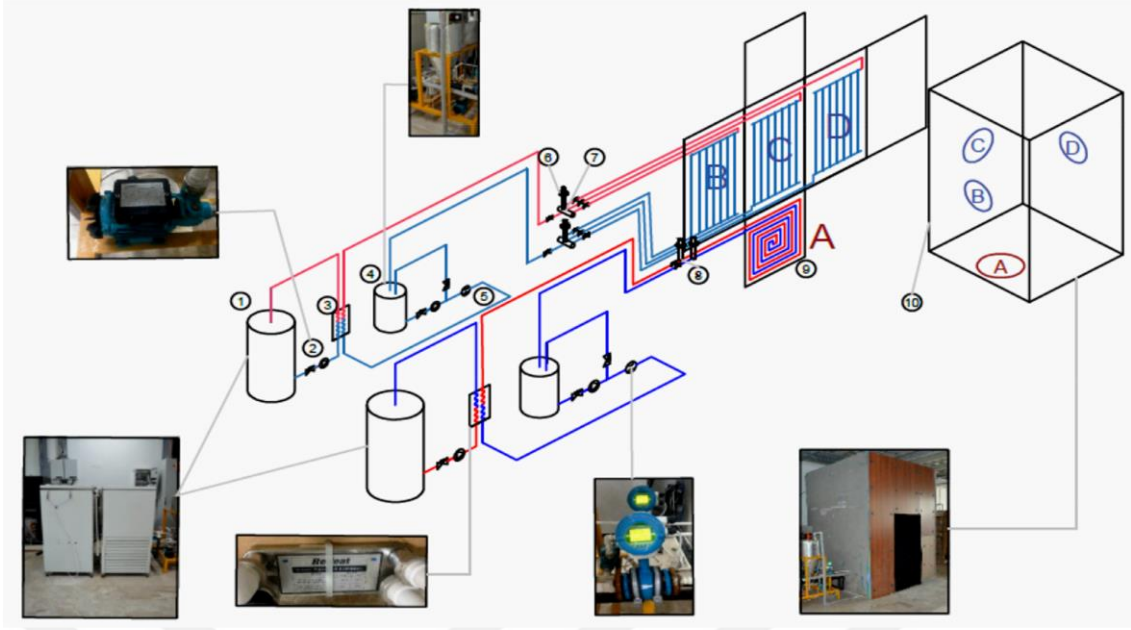
Toplam, taşınım ve ışıınım ısı transfer değerlerinin standart ve kılavuzlarda yüzey tiplerine ve sıcaklıklara bağlı olarak değerler sunulmaktadır. Toplam ısı transfer katsayıları için her standartta benzer değerler sunulmuştur. Işının ısı transfer katsayısı ISO [5,47] ve REHVA [6] standartlarında 15 °C ve 35 °C sıcaklık aralığında sabit 5,5 W/(m²·K) alınabileceği paylaşılmıştır. Bu üç standartta da toplam ısı transfer katsayısı farklı yüzeylere göre 6-11 W/(m²·K) değişkenlik gösterirken referans sıcaklık olarak çalışma sıcaklığı kabulü yapılmıştır. Bunlardan farklı olarak ASHRAE [7] standartlarında ısı transfer katsayıları sabit değer yerine farklı yüzeylere göre denklemler sunulmuştur. Toplam ve ışıınım ısı akısının OIS yöntemine hesaplanması gerektiğini önermektedir. Burada, çoğu durum için yüzeyler için yayıcılık katsayısını yaklaşık olarak 0,9 olduğu varsayımı yaparak soğutulan/ısıtılan yüzeylerin sıcaklığının dördüncü kuvveti ile ısıtılmamış/soğutulmamış yüzeylerin ortalama sıcaklığının (AUST) dördüncü kuvveti farkından hesaplama yapılmaktadır. Çoğu durumda oda boyutlarının etkisinin sonuçlar üzerinde çok az etkisi olduğu varsayımını yapan ASHRAE, hangarlar ve depolar gibi çok geniş alanlar dışında basit, tek parametrelili ifadelerin kullanılmasını önermektedir.

Yakup vd. [48] tabandan radyant olarak ısıttıkları ve gerçek bir yaşam mahalini oluşturmak için duvardan radyant soğuttukları deney sisteminin ısı transfer karakteristiği deneysel olarak belirlemişlerdir. Şekil 1.8 'de gösterildiği gibi deneyler 4 farklı senaryoda gerçekleştirilmiştir. Taban radyant ısıtması sabit debide 4 farklı su sıcaklığında 30 °C, 35 °C, 40 °C ve 45 °C yapılırken duvar soğutması için kullanılan su sıcaklığı 17 °C 'de sabit alınmıştır. Çalışma sonucunda taban sıcaklığına bağlı olarak

taşınım ısı transfer katsayıları 2,3-4,1 W/m²K aralığında çıkarken toplam ısı transferi katsayıları 8,5-10,5 W/m²K olarak belirlenmiştir. Ayrıca yazarlar ortalama taşınım ısı transfer katsayısını 3,3 W/m²K olarak hesaplamış ve önermişlerdir. Ayrıca çalışmada ışıınım ısı transfer katsayısı tüm taban sıcaklıkları için 5,2 W/m²K ile 5,9 W/m²K arasında sabit kabul edilmiştir.

Koca ve Çetin [49] deneysel olarak yaptıkları çalışmada gerçek ölçekli bir test sistemini kullanarak radyant duvar ve tavan sistemlerinin yerleşim konfigürasyonlarının değişmesine bağlı olarak ışıınım ve taşınım ısı transferi katsayılarını belirlemeye çalışmışlardır. Farklı su sıcaklıklarında gerçekleştirdikleri deneylerde sadece duvar panellerinin ısıtılması durumunda toplam, ışıınım ve taşınım ısı transfer katsayılarını sırasıyla 8,57, 5,74 ve 2.44 W/m²K olarak elde etmişlerdir. Diğer taraftan sadece tavan ısıtılması durumunda bu değerlerin sırasıyla 7,28, 5,70 ve 0,82 W/m²K olduğu gözlemlenmiştir. Ek olarak hem duvar hem de tavandan ısıtma yapıldığında tüm ısı transfer katsayılarında düşüş olduğu görülmüştür. Çalışmada tüm durumlar için ışıınım ısı akısının tahmin edildiği gibi taşınım ısı akısına baskın olduğu belirtilmiştir. Sonuçlara göre ortalama ışıınım ısı akısı oranı duvardan ısıtma durumunda %72 olurken tavandan ısıtmada %87 ye ulaşabilmektedir. Yazarlar radyant duvar ısıtması, tavan ısıtması ve entegrasyonu (soğuk iklimler için) yerden ısıtmaya göre daha iyi alternatifler olabileceğini belirtmişlerdir. Tüm durumlar için, ışıınım ısı değişimi tahmin edildiği gibi konveksiyona baskındı. Sonuçlara göre, radyant ısı-akı miktarının ortalama oranı, ısıtılmış duvar panelleri için %72 ve ısıtılmalı tavan panelleri için %87 idi ve yüzey sıcaklığı ile birlikte hafifçe değiştiği belirtilmiştir. Radyant duvar ısıtması, tavan ısıtması ve entegrasyonu (soğuk iklimler için) yerden ısıtmaya daha iyi alternatifler olabileceği vurgulanmıştır.

Taşınım ısı transferi, ısı transferinden güçlü bir şekilde etkilendiğinden, yüzey ve çevreleyen hava arasındaki temas alanı, Zhang ve diğerlerinde olduğu gibi, yüzgeçler uygulanarak geliştirilmiştir [50]. Bu durumda, ancak tavandan ısıtma örnekleri için taşınım ve toplam ısı akısı, yazarların geniş oda boyutunun ve panellerin konumunun sonucu olarak tanımladığı tavan soğutma durumlarında daha yüksek olduğu belirtilmiştir.

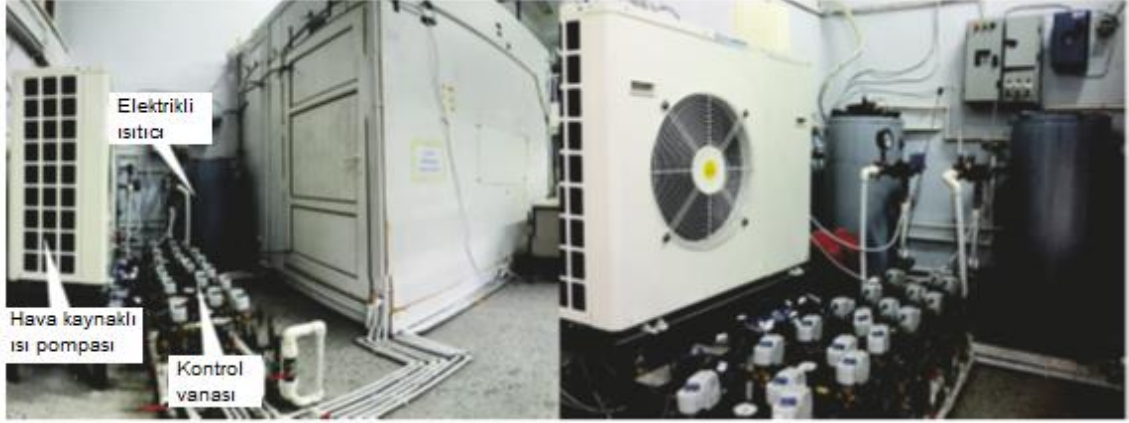


Şekil 1.8 Deney sisteminin şematik resmi [48].

Evren vd. [51] çalışmalarında radyant yerden ısıtma için ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları deneysel olarak incelemiştir. Deneyler, ANSI/ASHRAE Standardı 138 standardı dikkate alınarak Şekil 1.9 'deki $2.74 \times 2.25 \times 2.45$ m boyutlarına sahip test odasında 2 farklı yöntemle gerçekleştirilmiştir. Taban ile ortam arasındaki ortalama toplam ısı transfer katsayısı Yöntem 1 ile sırasıyla $9,9 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $10,1 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak belirlenmiştir. Yöntem 2 ile ışıınım ısı transfer katsayısı ve ortalama taşınım ısı transfer katsayısı sırasıyla $5,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ ve $3,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak elde edilmiştir. Bunlara ek olarak yazarlar, Yöntem 1, Yöntem 2 ile elde edilen ısı akıları ile ASHRAE El Kitabı—HVAC Sistemleri ve Ekipmanları, Bölüm 6'da yayınlanan Tasarım Grafiği arasındaki farklar belirlenmiştir

Shinoda vd. [52] radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinin ısı transfer katsayılarının belirlenmesi üzerine yapılmış çalışmaları incelemiştir. Yazarlar karmaşıklığı ve ölçüm koşullarının zorlukları nedeniyle zorlanmış taşınım ve karışık taşınım katsayılarının yer aldığı çalışmaları incelmenin dışında bırakırken, toplam, ışıınım ve doğal taşınım ısı transferi katsayılarının bulunduğu çalışmaları detaylı bir şekilde incelemiştir. Bina yük hesaplamaları gibi genel hesaplamalar için standart ve çalışmalarda referans olarak çalışma sıcaklığı ve toplam ısı transfer katsayısının kullanımı konfor koşulları ve yüklerin tahmin edilmesinde yararlı olacağı belirtilmiştir. Çeşitli çalışmaların karşılaştırmasında ışıınım ısı transfer

katsayısının $5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ alınması, belirsizliklerin neden olduğu hatalara yol açan güvenli bir varsayım olacağı vurgulanmıştır. Geçerli bir taşınım ısı transfer katsayısının seçimi için daha fazla araştırma gerektiğini söyleyen yazarlar, mevcut koşullarda sistemin kullanacağı durumu en iyi ifade eden (oda ve yüzey boyutları sıcaklık aralıkları vb.) taşınım ısı transfer katsayısının kullanılması önerisinde bulunmuşlardır.



Şekil 1.9 Deney tesisatının genel görünümü [51].

Causone vd. [53], ışınlam ısı transfer katsayısını $5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ sabit değeri olduğunu varsayarak ışınlam ısı akısı farklı referans sıcaklıkları kullanılarak hesaplamışlardır. Çalışma sıcaklığı, OIS ve küre ile yapılan ölçümler sırasıyla 0,6 m, 1,1m ve 1,6 yüksekliğinde alınmıştır. Ölçüm yüksekliğine bağlı olarak taşınım ve toplam ısı transfer katsayısı $0-14 \text{ W/m}^2\text{K}$ arasında değişiklik göstermiştir.

Feustel ve Stetiu [54], tavandan radyant soğutma deneylerinde ışınlam ısı transfer katsayısını $5,5 \text{ W/m}^2\text{K}$, taşınım ısı transfer katsayısını $5,5-6,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ aralığında ve toplam ısı transfer katsayısını $9-12 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ olarak bulmuştur. Benzer olarak Causone ve ark [85] toplam ısı transfer katsayısını tavandan soğutma durumunda $13,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ bulurken tavandan ısıtma durumunda $5,8 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ olarak bulmuşlardır. Ayrıca tavandan soğutma deneylerinde taşınım ısı transfer katsayısının ısıtma durumuna göre daha yüksek olduğu görülmüş ve tavandan soğutmanın daha uygun olabileceği belirtilmiştir.

Miri vd [55], laboratuvar ortamında yaz ve kış iklim koşullarında soğutma uygulamasında kullanılan radyant panellerin enerji performansının değerlendirilmesi için deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneysel sonuçları

sayısal sonuçlarla doğrulamak için taşınım ısı transfer katsayısını tavandan soğutma için $3 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, tavandan ısıtma için $1,2 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ olarak almıştır. Bulunan sonuçlara göre iyi yalıtım uygulanmış binalarda sulu radyant panellerin hem soğutma hem de ısıtmada iyi performans sergilediği görülmüştür. Bunun yanında, çalışmanın yürütüldüğü Fransa şartları, yoğuşmayı önlemek için panel yüzey sıcaklığının minimum 17°C 'de tutulmak zorunda olması nedeniyle karasal bölgelere göre radyant soğutma uygulaması için daha az olduğu ortaya çıkmıştır.

Fonseca vd. [56] Belçika'da kurdukları deney odasıyla tavandan 46 adet radyant ısıtma ve soğutma deneyleri gerçekleştirmiştir. Su debisinin, su sıcaklığının, havalandırma sisteminin ve ısı yük dağılımının panel performansına ve ısı transfer karakteristiğine etkisini inceleyen yazarlar, ısıtma durumunda ısı transfer katsayısının soğutma durumuna göre her zaman %10 fazla çıktığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca, bina dış katmanı ve radyant panel arasına yapılacak bir yalıtımın soğutma kapasitesini %8 oranında düşürdüğü tespit etmişlerdir.

Cholewa vd. [57] kurdukları şartlandırılmış deney odasında tabandan radyant ısıtma/soğutma sisteminde ısı transfer katsayılarını tahmin edilmesini amaçlamışlardır. Isı transferi katsayılarını hesaplamak için zeminden 0,6 m ve 1,1 m yüksekliğinde çalışma sıcaklık değerlerini ölçmüşlerdir. Soğutma durumunda 1,1 m yüksekliğinde toplam ısı transfer katsayısını $5,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$, 0,6 m yüksekliğinde ise $7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ olarak tahmin etmişlerdir. Isıtılmış ve soğutulmuş taban için ışıınım ısı transfer katsayısı sabit ve düşük sıcaklıkta ısıtma için $5,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ve yüksek sıcaklıkta soğutma için $5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ olarak önermişlerdir.

Olesen vd. [58] binalarda ısıtma ve soğutma yüklerinin belirlenebilmesi için binalarda duvar, tavan ve taban radyant ısıtma/soğutması üzerine standartlar geliştirmek için çalışmışlardır. Farklı radyant yüzey uygulamaları için ısı akısı denklemleri geliştiren yazarlar, bu denklemlerin hava ve yüzey sıcaklıklarının 15°C ile 40°C arasında olması durumunda uygulanabileceğini belirtmişlerdir. Buna ek olarak hava sıcaklığı ile ışıınım sıcaklığı arasındaki farkın 10 K üzerinde olması durumunda bu denklemlerin uygulanamayacağını aktarmışlardır. Önerilen maksimum yüzey sıcakları taban ısıtma da 29°C , duvar ısıtmada ise $35\text{-}50^\circ\text{C}$ aralığındadır. Yerden radyant soğutma uygulamalarında aktivite durumuna göre

18-20 °C aralığı altına düşülmemesi önerisinde bulunan yazarlar çığ noktası sıcaklığı da dikkat edilmesi gereken bir parametre olduğunu belirtmişlerdir.

Camcı vd. [59] deneysel olarak yaptıkları çalışmada radyant soğutmalı bir duvar üzerine zorlanmış taşınım esaslı sistem ile hava yollayarak ısıtım ve taşınım ısı transfer katsayılarını belirlemeyi amaçlamışlardır. Deney odasının farklı noktalarında ısıtım duvar sıcaklığı 14 °C sabit tutmak koşuluyla hava apareyinden 0.25–10 m/s hızlarında 18-28 °C değişken sıcaklığından hava yollanmıştır. Çalışma sonucunda ısıtım ve taşınım ısı transfer katsayıları sırasıyla 2–7,3 W/m²K ve 9,1–13,9 W/m²K aralığında önerilmiştir.

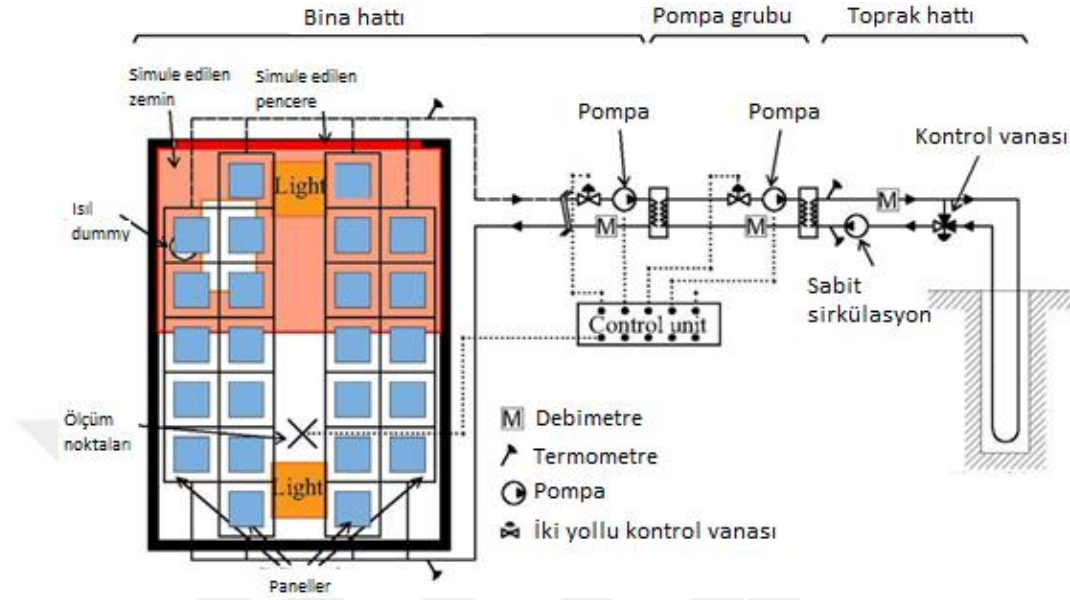
1.1.4 Radyant Sistemlerde Kontrol

Klasik konvansiyonel ısıtma/soğutma sistemleri ile karşılaştırıldığından hidronik radyant sistemler birçok avantaja sahip olmasına rağmen, mahal sıcaklıklarını kararlı kalmasını sağlamak için geleneksel termostatik kontrolden daha karmaşık kontrol sistemlere ihtiyaç duymaktadır. Radyant sistemlerde su sıcaklığının veya su debisinin kontrol edilmesi, bir veya birden fazla oda için, bölge düzeyinde ve dış sıcaklığa dayalı olarak tüm bina için merkezi kontrole dayalı olabilmektedir [60].

Olesen vd. [61] yerden ısıtma/soğutma sistemleri için farklı kontrol sistemlerini sunduğu çalışmalarında, bireysel oda kontrolü ve merkezi kontrolün ısı konfor ve enerji tüketimini nasıl etkilediğini deneysel ve sayısal olarak tartışmışlardır. Bireysel oda kontrolün konfor ve enerji tasarrufu için en önemli kontrol mekanizması olduğunu vurgulayan yazarlar optimum performans için merkezi ve bireysel oda kontrolünün kombinasyonunu kullanılmasını tavsiye etmişlerdir. Ayrıca yerden soğutma ile yoğunlaşma sorununu önlemek için besleme suyu sıcaklığının sınırlanabilir olmasına dikkat edilmesi gerektiği belirtilmiştir.

Arghand vd. [62], zorlanmış taşınım temelli fancoil ünitesi ve radyant tavan panel sistemlerinin termal tepkisini karşılaştırmak için Şekil 1.10'da gösterilen test odasında bazı ölçümler gerçekleştirmişlerdir. Radyant panellerin kademeli sıcaklık artırım testlerinde daha düşük zaman sabitine ihtiyaç duyduğu ve bunun neticesinde ayar noktası sıcaklıklarındaki değişikliklere daha hızlı yanıt verdiği sonucuna ulaşmışlardır. Radyant panellerin kontrol sistemi fancoil ünitesi üzerine

uygulanarak hem klasik zorlanmış sistem hem de radyant sistem için aynı kontrol stratejilerinin kullanılması, kalıcı hatanın yerinde ayarlanması şartıyla mümkün olabileceği aktarılmıştır.

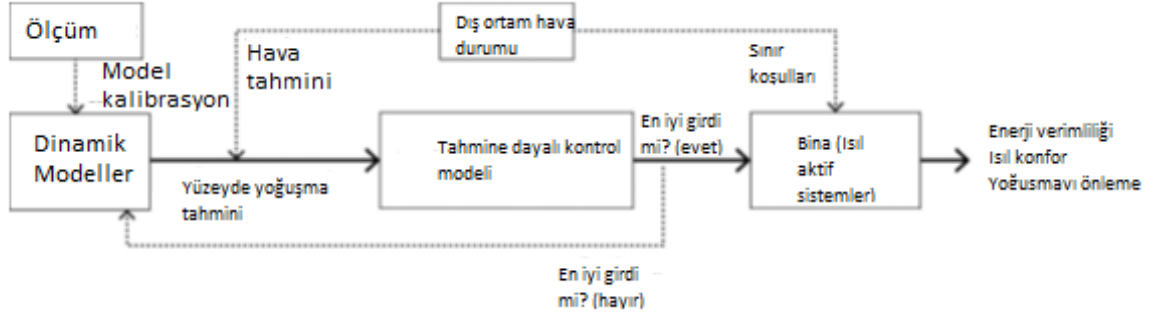


Şekil 1.10 Deney odası ve kontrol sisteminin şematik gösterimi [62].

Bayoumi [63], gerçek bir bina üzerinde yaptığı deneysel çalışmada, pencere ve kapılardan sızan hava nedeniyle tavan radyant panellerinde yoğuşma gözlemlemiştir. Hava sızıntı noktalarında yaptığı iyileştirme ve pencere değişiklikleri ile yoğuşmanın önemli ölçüde engellendiği belirtilmiştir. Ayrıca yoğuşma risklerini ortadan kaldırmak için besleme su sıcaklığı ile çiy noktası sıcaklığı arasında termal yük dalgalanmalarına bağlı olarak 2-4 °C bir kontrol mekanizması geliştirmiştir.

Woo ve Junghans [64] taban yüzeyinde yoğuşmayı engellemek için ısı aktif bina sistemleri için tahmine dayalı kontrol modelini çalışmışlardır. Şekil 1.11'de gösterilen akış şemasında ısı aktif taban yüzeyinde yoğuşmanın engellenmesi için tahmine dayalı kontrol modeli ile doğru iç ortam sıcaklığı ve yüzey sıcaklık girdilerini sisteme tanıtarak enerji verimliliği ve ısıl konforun sağlanması gösterilmiştir. Isıl aktif taban soğutma sistemine tahmine dayalı kontrol modeli, mekanik havalandırma soğutma sistemine kıyasla %21,0–29,6 arasında enerji tasarrufu sağlamanın, ayrıca bu model aç/kapa kontrollü çalışan ısı aktif taban soğutmasına göre de %2,5–10,0 arasında enerji tasarrufu sağladığı belirtilmiştir.

Ayrıca, yazarlar tahmine dayalı kontrol modeli ile yüzey yoğuşması takip edilebilir olacağı ve bu da alerjik rinit (saman nezlesi) gibi küf gelişimine bağlı sağlık sorunları önlenabilir olabileceğini aktarmışlardır.



Şekil 1.11 Önerilen ısıl aktif bina sistemleri için tahmine dayalı kontrol modeli akış şeması [64].

Abdelaziz Laouadi'ya göre [65], düşük enerji harcamaları ve yüksek konfor değerleri hedefleyen lüks binalarda duvardan ısıtma soğutma sistemleri umut vadeden bir gelişme sunmaktadır. Buna rağmen binalarda radyant sistem tam anlamıyla çözülememiştir ve simülasyon yazılımları oluşturulamamıştır. Bu aşamada zor olan doğru çözülmüş bir sistem ile yazılımı bir araya getirebilmektir. Bu çalışma, yarı analitik bir duvardan ısıtma soğutma sistemi ile bir boyutlu nümerik bir model ile binanın inşaat verilerini girilerek ısı transferi katsayısı hesaplayan yazılımı bir araya getirmektedir. Model tek boyutlu nümerik model simülasyon yazılımı ile iki boyutlu analitik modeli bir araya getirmektedir. Bir yerin tek boyutlu çözümünün avantajı yüzey sıcaklığı ve bitişik ortam sıcaklığını tam olarak tahmin edebilmektir. Dizayn için gerekli olan chiller ve kazan gücü, minimum ve maksimum tavan/tabana sıcaklıkları, yoğuşma için nem değerleri, ısı konfor ve kontrolleri tespit edilmiştir. Model tahminleri iki boyutlu nümerik analizden elde edilen verilerle mükemmel derecede uyumaktadır.

Beton gömülü hidronik radyant ısıtma/soğutma sistemlerinde optimal besleme suyu sıcaklığını belirlemek için tahmini kontrol yöntemi (MPC) uygulanmaktadır. Kontrolün amacı, iç ortam sıcaklığını tanımlanmış bir konfor aralığında tutmak ve besleme suyu sıcaklığını, oluşabilecek ısı yüküne göre bir tahmine dayanan sayısal bir optimizasyon elde edebilmektir [66]. Feng vd. [67] enerji tüketimini ve rejime gelme süresini en az indiren valf açıklığını tanımlamak için tahmini

kontrol modeli önermiştir. Benzer şekilde Zakula vd. [68] 24 saat boyunca dış hava sıcaklığına ve yük tahminine dayalı soğutma stratejisi belirlemek için gelişmiş bir tahmini kontrol modeli uygulamışlardır. Yapay sinir ağı kullanarak tahmine dayalı bir kontrol geliştiren Lee vd. [69] yerden radyant ısıtma sistemine sahip binalarda aşırı ısınmanın önüne geçildiğini kanıtlamışlardır.

Xiufeng Pang vd. [70] geliştirdikleri tahmini kontrol modelinin etkinliğini deneysel ölçümlerle doğruladıktan sonra yüksek hesaplama maliyetinin ana engellerini ve zorlu karmaşıklığı ortadan kaldırarak yapı endüstrisine daha iyi uygulama için basitleştirilmiş bir tahmini kontrol modeli önermişlerdir. Lawrence Berkeley Ulusal Laboratuvarı'nda tabandan soğuttukları odaya uyguladıkları kontrol modelinde sezgisel kontrol stratejisine kıyasla pompa enerji tüketiminde %42 azalma ve genel enerji tüketiminde %16 tasarruf sağladıkları belirtilmiştir.

Schmelas ve Bollin [71] termooaktif bina sistemlerine sahip bir seminer binasında çoklu doğrusal regresyona dayanan yeni bir uyarlanabilir ve tahmine dayalı kontrol yöntemlerinin sonuçlarını sunmuşlardır. Standart termooaktif bina sistem kontrolü ile yeni geliştirdikleri çoklu doğrusal regresyon modelini dokuz ay boyunca ayrıntılı olarak karşılaştırmışlardır. Geliştirdikleri bu yeni kontrol modeli sayesinde termal enerji kullanımından yaklaşık olarak %26 tasarruf sağladıklarını ve pompa çalışma süresinde önemli bir azalma kaydettiklerini belirtmişler ve hemen hemen aynı ısı konforu sağlamak koşuluyla maksimum soğutma noktasında önemli bir düşüş olduğunu göstermişlerdir. Isıl konfor ve enerji tasarrufuna ek olarak, bu makalenin odak noktası olarak çoklu doğrusal regresyon modeli yoluyla yapılacak yatırımlarda tasarruf sağlamak olduğunu aktarmışlardır. Ayrıca kontrol sistemi hava durumu tahmin sağlayıcısından alınan verilerle değiştirilebildiği için artık bir dış sıcaklık sensörüne gerek olmadığı sonucuna varmışlardır.

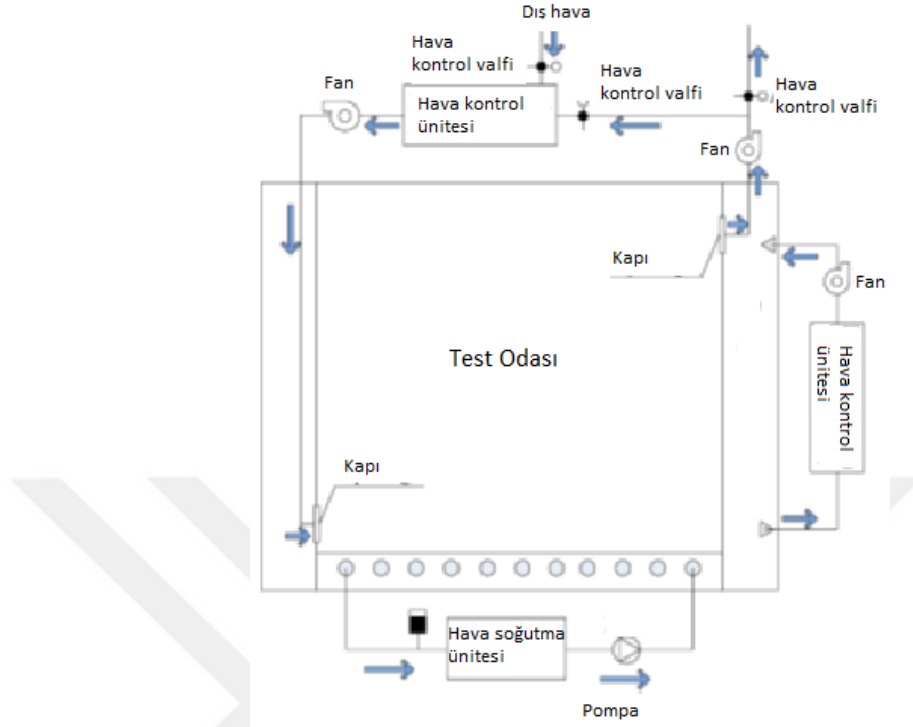
Yerden radyant soğutma sistemi ile entegre çalışan yerden havalandırma sisteminin basitleştirilmiş dinamik bir modelini uygulamak için Zhang vd. [72] Şekil 1.12' de görülen deney odasını kurarak sonuçları mevcut konvansiyonel kontrol sistemiyle karşılaştırmışlardır. İki saatlik deney sonuçlarına göre, içi hava sıcaklık ayar noktasına yeni kontrol modelle 12 dakikada ulaşılırken, mevcut

kontrol modelle 30 dakika sürmüştür ve içerdeki ısı konforu yeni modelle sadece 1 dakikada sağlanırken, konvansiyonel kontrol sistemiyle 17 dakikada gerçekleşmiştir. Yazarların geliştirdikleri tahmine dayalı kontrol modelleri sayesinde mevcut kontrol sistemine göre %14,81 enerji tasarrufu sağladığını bildirmişlerdir. Ayrıca 9.00-17.00 saatleri arasında, klasik kontrol sistemi ile karşılaştırıldığında, tahmine dayalı kontrol modelinin %17,5 enerji tasarrufu ile sağlayarak daha iyi veya eşit iç mekân konforu sağladığı bulunmuştur

Joe ve Karava [73] hidronik radyant zemin sistemlerinin performansını optimize etmek için tahmine dayalı bir kontrol sistemi geliştirmiş ve gerçek bir binada uygulanmasından elde edilen sonuçları paylaşmıştır. Tahmine dayalı kontrol modelleri ısı konforundan ödün vermeden enerji tüketimi ve maliyetleri en aza indirmek için anlık ısıtma/soğutma yükleri, dış hava koşulları ve HVAC sistem modelinin dinamik tahminlerinden faydalanmıştır. Ayrıca çalışmaları, gerçek bir binadan alınan veriler kullanılarak tahmin edilen ve doğrulanan veriye dayalı bina modellerini içermekte ve tahmin edilen dış ortam bozulmalarıyla birlikte optimum konfor sınırları çizilmiştir. Klasik kontrol sistemine kıyasla geliştirdikleri model soğutma mevsimi boyunca temel geri besleme kontrolüne kıyasla %34 maliyet tasarrufu ve ısıtma mevsimi boyunca %16 enerji tasarrufu olduğunu göstermiştir. Ayrıca, tahmine dayalı kontrol modeli radyant zemin sistem için aynı binada bulunan iki özdeş termal bölgeye hizmet veren klasik zorlanmış taşınım esaslı sistem ile karşılaştırıldığında %29-50 enerji tasarrufu sağladığı belirtilmiştir.

Lim vd.[74] çalışmalarında radyant zemin soğutma sisteminin kontrol yöntemlerini açıklığa kavuşturmayı ve radyant zemin soğutma sisteminin kontrol yöntemleri üzerinde sayısal ve deneysel çalışmalar ile zemin yüzeyindeki yoğuşma ve konfor açısından her bir kontrol yönteminin performansını ve uygulanabilirliğini analiz etmeyi amaçlamışlardır. Sayısal ve deneysel sonuçları besleme suyu sıcaklığının kontrolünün mekân içerisindeki sıcaklık dalgalanmalarının önüne geçmesi açısından besleme suyu debisinin kontrolünden daha iyi olduğunu göstermiştir. Zemin yüzeyinde yoğuşmayı engellemek için besleme suyu sıcaklığının en nemli odada bile çiğ noktası sıcaklığına göre değiştirilebilir olduğu belirtilmiştir. Zemin yüzey sıcaklığının 21 °C üzerinde kaldığı durumlarda, yüzeyler arasındaki sıcaklık farkının 6 °C'nin

altında kaldığı dikey hava sıcaklık farkının da 1,9 °C'nin altında kalarak konfor standartlarına oldukça uygun olduğu kanıtlanmıştır.



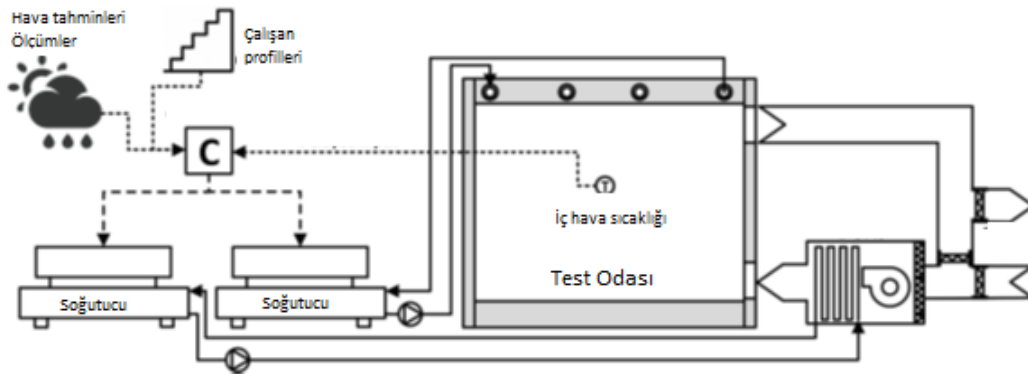
Şekil 1.12 Laboratuvardaki yerden radyant soğutma sistemi ile entegre çalışan yerden havalandırma sistemi [73].

Ryu vd. [75] radyant sistemlerde o zamana kadar önerilen kontrol parametreleri ile uygulanmış olan çeşitli kontrol yöntemlerini sınıflandırmış, su sıcaklığı kontrol yöntemleri ve su debisi kontrol yöntemleri ile karşılaştırmalı analiz için laboratuvarında numerik analizler ve deneyler yapmıştır. Ayrıca, radyant yerden ısıtma ve soğutma sistemi için kontrol yöntemlerinin uygulanabilirliğini değerlendirmek için her bir kontrol yönteminin kontrol performanslarının analizini gerçekleştirmişlerdir. Hem radyant yerden ısıtma hem de soğutma durumunda, su sıcaklığı kontrolünün, oda sıcaklığının ve zemin yüzey sıcaklığının kararlılığı açısından su akış kontrolünden daha iyi olduğu vurgulanmıştır. Zemin soğutması uygulayan model deneylerinin sonuçları incelendiğinde zemin yüzey sıcaklığının 20 °C'nin üzerinde kaldığı ve oda hava sıcaklığının 26°C civarında olduğu görülmüştür.

Sürekli hal için Chen vd [76] çalışma sıcaklığına göre kontrol yapılan sistemlerde sadece hava sıcaklığına bağlı kontrolün yapıldığı sistemlere göre fazla ısıtma yapılmadığından ve hava sıcaklığının düşük tutulmasıyla %10-%12 enerji

tasarrufu sağlanmıştır. Çalışma sonucunda, daha konforlu ortam oluşturulmuş ve ısı ihtiyaçlarına daha hızlı cevap verildiği belirtilmiştir.

Hassan ve Abdelaziz [77] çöl iklimlerinde çalışan hibrit radyant hava soğutma sistemlerinin (Şekil 1.13) uyarlanabilir tahmini kontrol stratejisi üzerine bir çalışma yaparak enerji tüketimini en aza düşürerek, konforu maksimize etmeyi amaçlamışlardır. MATLAB'de, TRNSYS'de gerçekleştirilen toplu simülasyonlara dayalı olarak, farklı ayar noktaları için elektrik tüketimini ve PPD değerini tahmin etmek için çok girişli, çok çıkışlı, çok katmanlı algılayıcı bir yapay sinir ağı modeli geliştirilmiştir. Önerilen stratejiyle çalışma saatlerinin %25,1 oranında artmasına rağmen iç mekân ısı konforunun önemli ölçüde yükseldiği ve elektrik tüketiminin %18,8 oranında azaldığı belirtilmiştir. Ancak soğutma sezonunun toplam enerji tüketimi, bu soğutma stratejisiyle sirkülasyon pompalarının daha uzun çalışma saatleri nedeniyle sadece %2,7 oranında düştüğü bildirilmiştir.



Şekil 1.13 Hibrit ısıtma soğutma sistemi ve kontrol ünitesi şematik gösterimi [77].

Cho vd. [78] tahmine dayalı kontrol stratejisinin enerji performansına etkisini mevcut geleneksel kontrol stratejisi ile hem deneysel hem de sayısal olarak değerlendirmiş ve karşılaştırmıştır. Aralıklı olarak ısıtılan radyant sistemlere sahip binalarda, tahmine dayalı kontrol stratejilerinin geleneksel kontrol stratejisine kıyasla enerji verimliliğinin daha iyi olduğu gösterilmiştir. Daha yüksek enerji verimliliğinin nedeni olarak, tahmine dayalı kontrol stratejisinde günlük ısı transfer saatlerinin, saatlik dış ortam sıcaklıkları tahminine dayalı olarak belirlenmesi olarak gösterilmiştir. Sonuç olarak, mevcut konvansiyonel kontrol

modeline kıyasla tahmine dayalı kontrol tekniği kullanılarak %10 ila %20 arasında enerji tasarrufu sağlanabileceğini göstermişlerdir.

Radyant soğutma sistemlerinin aralıklı çalışma özelliklerinin araştırılması ve sistem güvenilirliğini artırmak için Yushuo Hu vd. [79] bir çalışma sunmuşlardır. Bu çalışmanın mevcut radyant kontrol çalışmalarından farkı, mevcut çalışma stratejilerinin sınırlamalarının üstesinden gelmek için ofis kullanımı olmadığı süre boyunca iç ortam termal ve nem parametrelerini aynı anda kontrol eden, bir çalışma stratejisi önermektir. Bekleme soğutması dedikleri bu modelde iç ortam sıcaklığına bağlı olarak nem ölçümü yapılarak besleme suyu sıcaklığının çiy noktası sıcaklığı üzerinde tutulmaya çalışılmaktadır. Bu da radyant sistemin iç ortam yük artışlarına daha iyi tepki vermesini sağlayacağı belirtilmiştir. Ayrıca, aynı radyant sistem ayarıyla, sürekli taze hava beslemeli modelin ekstra enerji tüketimi, aralıklı taze hava beslemeli modelden %67,71~157,42 daha fazla olduğu belirtilmiştir. Aynı taze hava sistemi ayarıyla, radyant soğutma sistemini kapatan model, radyant sistemi açan modelden %11,67~%71,41 daha fazla enerji tüketimine ihtiyaç duyduğu sonucuna varmışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışmada toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre radyant panellerle ısıtılan ve soğutulan ofis odasında konfor ve enerji performansı üzerine deneysel çalışmalar yürütülmüştür. İnsan ısı konforu düşünüldüğünde dikkate alınması gereken birçok önemli faktör bulunmaktadır. Bu kapsamda test sistemin konfor ve enerji performansının en doğru şekilde belirlenebilmesi amacıyla, şartlandırılan radyant panel yüzey sıcaklıkları, şartlandırılmayan yüzey sıcaklıkları, ortalama ışıınım sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, toprak ve mahal su giriş çıkış sıcaklıkları ve birçok noktadan iç ve dış ortam hava sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Radyant panel sisteminin sağladığı konfor seviyesinin değerlendirilmesi için tahmin edilen ortalama oy (PMV), memnun olmayanların yüzdesi (PPD) ve yerel memnuniyetsizlik yüzdeleri (PD) ısıtma ve soğutma durumuna göre değerlendirilmesi amaçlanmıştır.

İşinimsal etkilerin baskın olduğu radyant sistemlerde doğru ölçülmesi ve hesaplanması en önemli parametrelerden biri olan ortalama ışıınım sıcaklığıdır

(OIS). Bu parametreye en doğru şekilde karar vermek için, yüzey sıcaklıklarına ve görüş faktörüne dayalı ortalama ısıtım sıcaklık hesaplama metodu belirlenmiş, küre termometreden alınan ölçümlerle karşılaştırmış ve hesaplama yönteminin güvenilirliğini araştırılarak test odasının her bölgesi için ısıtım sıcaklık dağılımının bulunması hedeflenmiştir. Ayrıca, iç ortam aydınlatma kontrolü amacıyla kullanılan perde çeşitlerinin duvar ve tavan radyant panellerle soğutulan test odasında nasıl bir termal ortam oluşturduğu farklı senaryolar altında incelenmesi amaçlanmıştır. RIS sisteminde gerçek boyuttaki uygulamasında ısı transfer karakteristiğinin belirlenmesi için yaz ve kış sezonlarında test odasında gerçekleşen toplam, taşınım ve ısıtım ısı transfer katsayıları ile toplam ısıtım ve taşınım ısı transfer değerleri bulunması hedeflenmektedir.

1.3 Hipotez

Duvar ve tavan radyant ısıtma-soğutma sistemlerinin sağladıkları yüksek konfor, düşük enerji gereksinimi ve kaynak ısı olarak toprak kaynaklı ısı pompalarının (TKIP) kullanılması yaygın literatürde deneysel ve sayısal olarak incelenmesine rağmen, ilk yatırım maliyetlerinin yüksekliği, sistem karmaşıklığı ve özellikle soğutma durumunda yoğuşma risklerinden dolayı saha uygulama çalışmalarına pek rastlanılmamaktadır.

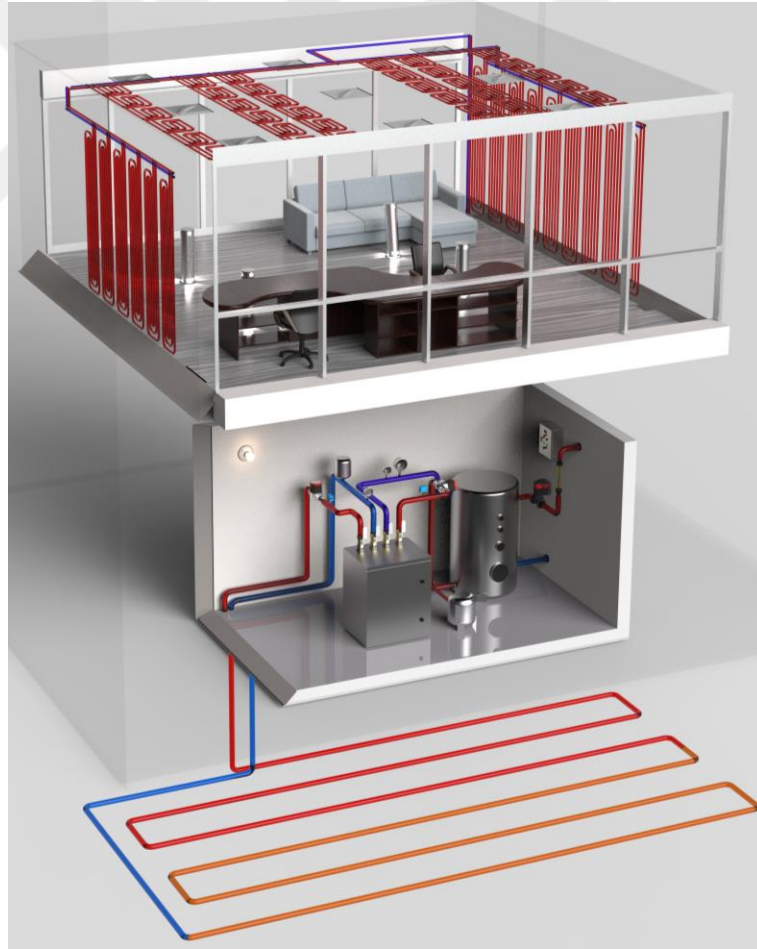
Bu sistemlerin uygulamasının önündeki en önemli engel olan ilk yatırım maliyeti, Mir Araştırma ve Geliştirme A.Ş ve Yıldız Teknik Üniversitesi iş birliğiyle gerçekleştirilen SANTEZ ve BAP projeleri kapsamında önerilen yeni bir uygulama ile giderilmiştir. Proje kapsamında Merkez Laboratuvar binasının altındaki toprağa ve bina temeline yerleştirilen kaynak ısı değiştiricileri boruları sayesinde binanın bir bölümünün ısıtılması ve soğutulması amaçlanmıştır. Bu çalışma sonucunda, TKIP sisteminden elde edilecek ısı enerjisiyle, konvansiyonel iklimlendirme sistemlerine göre daha az enerji kullanılan “duvardan ve tavandan ısıtma ve soğutma” sisteminin enerjisi karşılanacak ve bu birleşik sistemin performansı değerlendirilip, mevcut iklimlendirme sistemine göre uygulanabilirliği değerlendirilip sistemle ilgili önermelerde bulunulacaktır.

DENEY DÜZENEĞİ VE DENEYSEL YÖNTEM

Deneylerde kullanılan test sistemi farklı alt başlıklara ayrılarak bu bölümde detaylı olarak anlatılmıştır. Özellikle ofis odasının tez çalışması için nasıl tam ölçekli bir test odasına dönüştürüldüğü ve deneylerde kullanılan ölçüm cihazlarının hazırlık aşamaları ve deney sistemindeki rolleri, deneysel yöntem, hesaplama yöntemi ve belirsizlik analizleri bu bölümde yer almıştır.

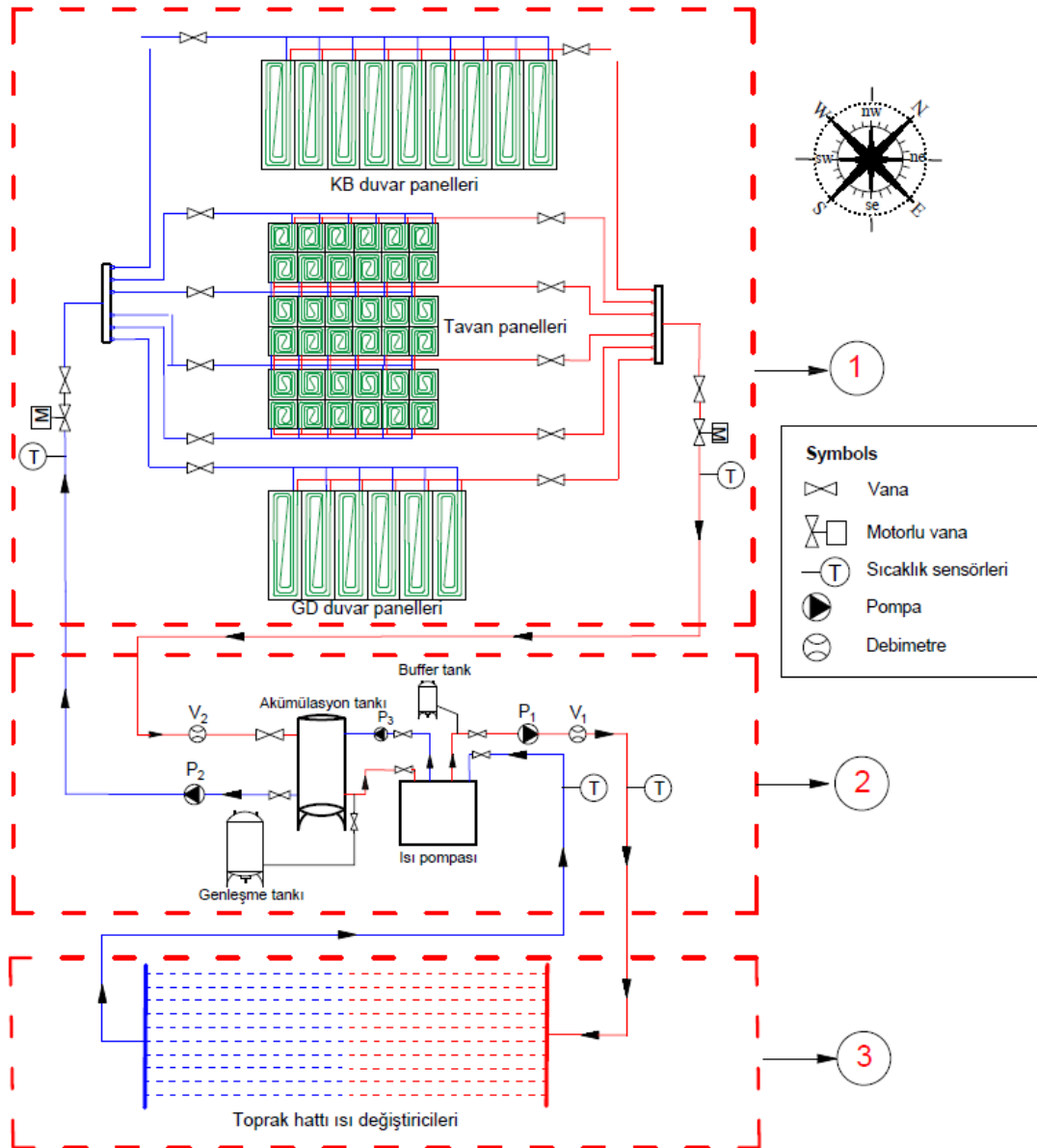
2.1 Deney Sisteminin Tanıtımı

Deneysel çalışmalar Şekil 2.1’de üç boyutlu şematik görüntüsü verilen toprak kaynaklı ısı pompasının Yıldız Teknik üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkez binasına kurulmasıyla yapılmıştır.



Şekil 2.1 Deney sisteminin üç boyutlu şematik gösterimi.

Şekil 2.2’de akış şeması gösterilen deney sistemi 10,5 kW ısıtma, 8,5 kW soğutma kapasitesine sahip toprak kaynaklı bir ısı pompasına ile entegre olan ofis odasının tavan ve duvarlarına yerleştirilen radyant panellerinden oluşmaktadır. Sistem temel olarak 3 ayrı bölümde kurulmuştur. Bunlardan birincisi konfor ve iç ortam termal ölçümlerinin yapıldığı duvarda ve tavanda radyant panellerin bulunduğu bina girişinde yer alan test odasıdır. Odanın güney batı cephesinde 2 m x 0,6 m boyutunda 6 adet radyant panel bulunurken kuzey doğu cephesinde aynı boyutlarda 9 adet radyant panel yer almaktadır.

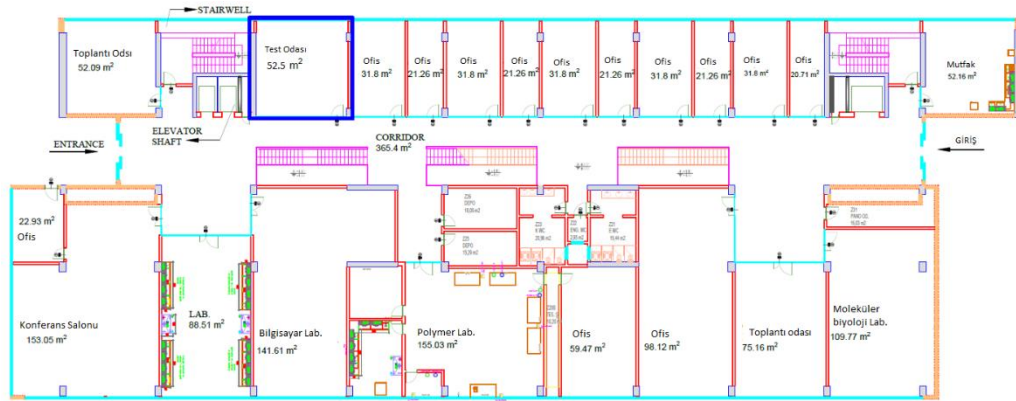


Şekil 2.2 Deney düzeğinin şematik gösterimi.

Asma tavanda da benzer yapı katmanlarından oluşan 1 m x 0,6 m boyutlarında toplamda 29 adet radyant panel bulunmaktadır. Radyant paneller asma tavanda yer alan kollektör grubu üzerindeki küresel vanalar ile tavan ve duvarlarda yer alan paneller ayrı ayrı kontrol edilebilmektedir. İkinci bölüm, binanın zemin katındaki mekanik odasında kurulmuş ısı pompası grubudur. Isı pompası grubunda başlıca bulunan ekipmanlar; ısı pompası ana bloğu, depolama (akümülayon) tankı, dengeleme tankı ve su sirkülasyon pompalarıdır. Sistemin bulunduğu bina temelinin altındaki toprağa yerleştirilen paralel ve yatay toprak ısı değıştiricileri ise üçüncü kısmı oluşturmaktadır. Mekanik odanın içerisinde bulunan ısı pompası kontrol ünitesinden ısıtma veya soğutma moduna göre panel dönüş sıcaklığı ayarlanarak sistem aktif hale getirilmektedir. Isı pompası tarafından üretilen soğuk veya sıcak su akümülayon tankında depolanması sağlanır, test odası içerisindeki soğutma veya ısıtma ihtiyacına göre duvarda yer alan termostat yardımıyla kolektör girişlerindeki motorlu vanalar açılarak radyant panellerde su sirkülasyonu gerçekleştirilmektedir. Ayrıca panel dönüş hattı üzerinde yer alan sıcaklık sensörü ile de oda içerisindeki termostattan su dönüş sıcaklığı ayarlanarak motorlu vana açılmakta ve su akışı sağlanmaktadır.

2.1.1 Deney Odası

Isıl konfor ve iç ortam ısı analizler Şekil 2,3'teki teknik resim çiziminde konumu görünen Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi'nde yer alan 7 m x 7,5 m x2,8 boyutlarındaki toplantı odasının test odasına dönüştürülmesiyle yapılmıştır.



Şekil 2.3 Deney odasının bina içerisindeki konumu.

Isı pompası ünitesi tarafından sağlanan sıcak veya soğuk suyun test odasının ihtiyaç duyduğu ısıtma/soğutma yükünü karşılayabilmesi için odanın kuzey batı duvarı (KB), güney doğu duvarı (GD) ve tavan kısmına Mir-Arge tarafından geliştirilmiş radyant sandviç paneller Şekil 2.4 görüldüğü gibi yerleştirilmiştir. Hem duvar hem de tavan radyant panelleri oda içerisine izin verilen optimum konfigürasyonda yerleşimi gerçekleştirilmiştir.



a)



b)

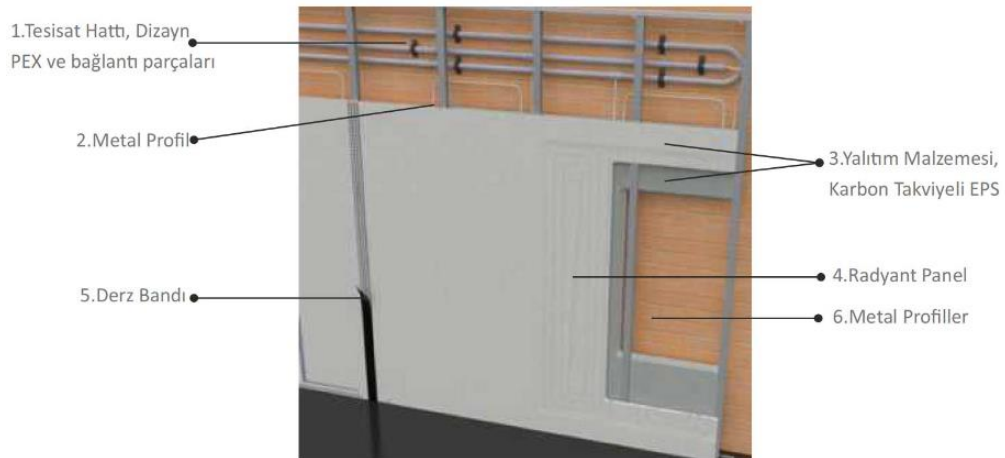
Şekil 2.4 Duvar ve tavan radyant panellerinin test odasına montaj aşaması (a) ve sonrası (b).

Duvarlarda Mir-ARGE'nin üretmiş olduğu her biri 2 m x 0,6 m ebatlarında Standart Rapid Comfort modeli ürünü kullanılmıştır. Bu paneller duvara monte edilen metal profiller üzerine yerleştirilmektedir. Paneller 15 mm'lik alçı levha içerisine gömülmüş, 10 mm dış 8 mm iç çapa sahip oksijen bariyerli, borular arası mesafenin 55 mm olduğu Polietilen çapraz bağ (PEX) borulardan oluşmaktadır. Ayrıca panel arkasında gerçekleşebilecek ısı kayıplarını engellemek için 30 mm yalıtım kalınlığında XPS yalıtım malzemesi kullanılmıştır.

KB (Şekil 2.4a, 2.4c) ve GD (Şekil 2.4b, 2.4c) duvarlarında sırasıyla 9 ve 6 adet sandviç panel bulunmaktadır. Duvar yerleşimi tabandan 50 cm yukarda ve tavandan 30 cm aşağıda olacak şekilde montajı yapılmıştır. Duvar panel katmanlarının üç boyutlu şematik görüntüsü Şekil 2.5’de gösterilmiştir. Tavanda ise aynı firmanın 1m x 0,6 m ebatında 29 adet Cool Comfort Standart paneli kullanılmıştır. Şekil 2.6b görüldüğü üzere Cool Comfort tavan panelleri 15 mm’lik alçı levha içerisine gömülmüş 10 mm PEX-B borularından ve 30 mm XPS yalıtım tabakasından meydana gelmiştir. Kullanılan panellerin teknik bilgileri ve çizimleri Tablo 2.1 ve Şekil 2.6’te verilmiştir. Tavanda yer alan havalandırma kanallarını ve yangın borularını gizlemek için tavan panelleri ile tavan arasında 1,4 m yüksekliğinde asma tavan kullanılmıştır.

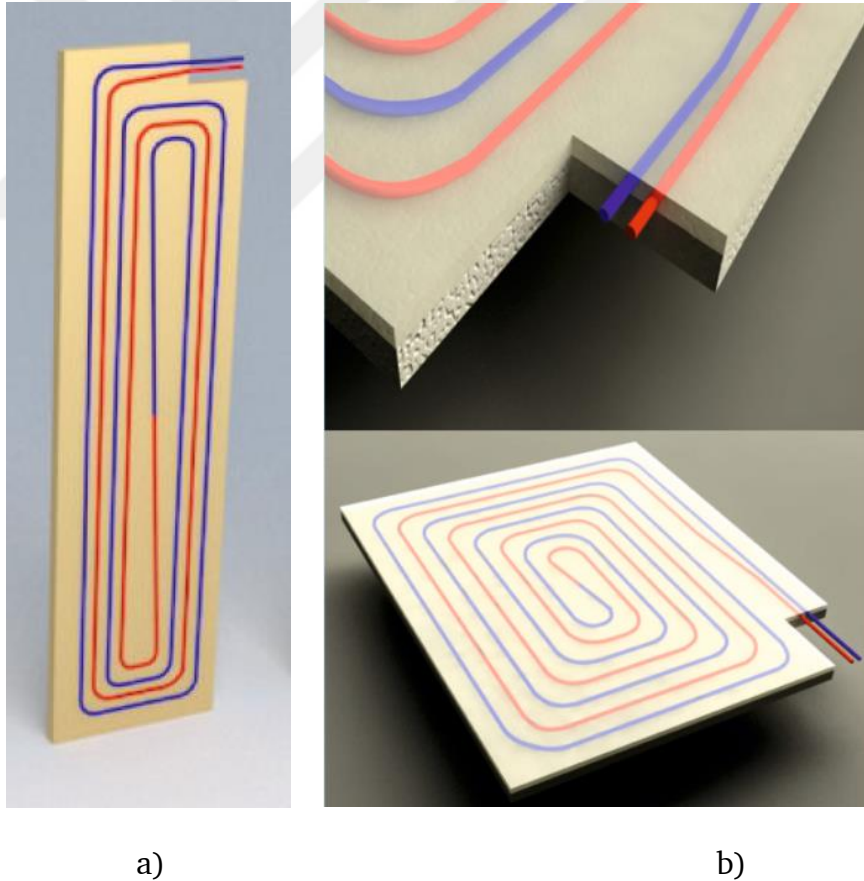
Tablo 2.1 Duvar ve tavan radyant panel teknik bilgileri

Açıklama	Boy (mm)	Genişlik (mm)	Sıcaklık şartlandırma aralığı (°C)	Max. basınç (bar)	Boru iç/dış çap (mm)	Borular Arası Aralık (mm)	Boru malzemesi
Easy Comfort Standart Tavan Panel	1000	600	15-40	6	8/10	55	Polietilen çapraz bağ (PEX)
Standart Rapid Comfort Panel	2000	600	15-40	6	8/10	55	Polietilen çapraz bağ (PEX)



Şekil 2.5 Duvar uygulanan radyant panel bileşenleri [75].

Odanın atmosfere açık olan kuzey doğu tarafında alüminyum profillerle çerçeveli $2,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ ısı geçirgenlik katsayısına sahip siyah cam filmlili $20,3 \text{ m}^2$ pencere bulunmaktadır. Kullanılan camın gün ışığını geçirgenlik yüzdesi ve dışa yansıtma yüzdesi sırasıyla %80 ve %14'tür. Ayrıca toplam güneş enerjisi geçirgenliği %75 ve gölgeleme katsayısı 0,86'dır. Dış pencerenin bulunduğu yüzeyde tabandan yüksekliği 0,25 m yüksekliğinde toplam ısı iletim katsayısı $0,62 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan 1.875 m^2 dış kaplamaya sahip duvar örülmüştür. Koridor tarafına bakan güney batı yüzeyi ısı geçirgenlik katsayısı $5,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan tek katmanlı $15,4 \text{ m}^2$ pencere bulunurken, pencere/duvar oranı 2,05'dir. Odanın kuzey doğu duvarı asansöre boşluğu ile komşudur buradaki ısı geçiş katsayısı $0,65 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir. Güney doğu duvarının yan tarafı aktif kullanılan bir ofistir ve ısı geçiş katsayısı $0,535 \text{ W/m}^2\text{K}$, odanın üst ve alt katı laboratuvar olarak aktif kullanılmakta ve duvarların toplam ısı geçiş katsayısı $0,42 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.



Şekil 2.6 Tavan (a) ve duvarlarda (b) kullanılan radyant paneller [80].

2.1.2 Isı Pompası Grubu

Konfor ve enerji performansı analizlerinin yapıldığı radyant panel döşeli ofis odasının yazın soğutma ve kışın ise ısıtma ihtiyacını karşılamak için binasının makine dairesine Şekil 2.7 'de görülen toprak kaynaklı ısı pompası grubu kurulmuştur.

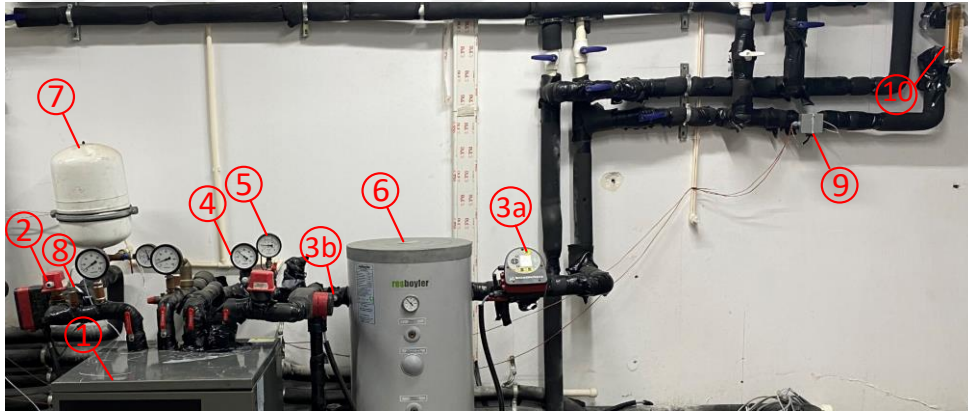
Tablo 2.2 Isı pompası grubu teknik bilgileri.

TEKNİK DEĞERLER			
ISITMA	Nominal Kapasite	kW	10,5
	Çekilen Güç	kW	2,1
	COP	W/W	5,00
	Çalışma Sıcaklığı	°C	-5 / +45
	Max. Çıkış Suyu Sıcaklığı	°C	55
SOĞUTMA	Nominal Kapasite	kW	8,5
	Çekilen Güç	kW	1,98
	EER	W/W	4,29
	Çalışma Sıcaklığı	°C	-10 / +43
	Max. Çıkış Suyu Sıcaklığı	°C	7
Gerilim		V/ PH/ HZ	220 ~ 240/11/50
Soğutucu Akışkan			R 410 A
Kompresör	Marka		SCROLL
	Marka		DAIKIN
Ambalaj Boyutları	Genişlik	mm	680
	Derinlik	mm	550
	Yükseklik	mm	975
	Ağırlık	kg	86
Net Boyutlar	Genişlik	mm	600
	Derinlik	mm	470
	Yükseklik	mm	855
	Ağırlık	kg	80
Sirkülasyon Pompa Debisi		m ³ /h	1,3
Cihaz Basınç Kaybı		kPa	1,2
Sirkülasyon Pompası		Marka	Yok
Kablo Kesiti		mm ²	3x2,5
Sigorta		A	25 A (NC·C)
Drenaj Boru Çapı		mm	ø25mm
Oda Kumandası Kablo Kesiti		mm ²	4x0,75

Bu sistemde kaynak olarak bina temelindeki toprak kullanılırken, iç mahal ısıtma ve soğutmasında duvarda ve tavanda yer alan radyant paneller kullanılmıştır. Deney sistemimizde kullanılan ısı pompası, RESTHERMA firmasının sudan suya IP11SS model cihazıdır. Cihaza ait teknik veriler Tablo 2.2’de verilmiştir. Şekil 2.7b’ de görüldüğü üzere ısı pompasının üzerinde tüm ekipmanlar numaralandırılarak gösterilmiştir.



a)



b)

Şekil 2.7 Isı pompasının, genel (a) ve sistem ekipmanlarının (b) (1. Isı pompası
2. Akış Kontrol Şalteri 3. Pompa Grubu 4. Termometre 5. Manometre
6. Akümülayon Tankı 7. Genleşme Tankı 8. PT100 9. Debimetre 10. Rotometre)
görünümü

- **Isı Pompası**

Isı pompaları, yazın soğutma, kışın ısıtma veya kullanım sıcak suyu sağlamak için tasarlanmış cihazlardır. Isı pompaları su, toprak veya hava gibi bir dış ortamdan, yazın içerdeki yüksek sıcaklıktaki iç ortam ısınıı düşürmek, kışın da düşük sıcaklıktaki iç ortam ısınıı yükseltmek için kullanılırlar. Deney sistemimizde ısıtma ve soğutma durumunda Tablo 2.3 'te teknik değerleri verilen RESTHERMA marka sudan suya ısı pompası kullanılmıştır.

Tablo 2.3 Isı pompası teknik bilgileri.

Isı pompası	Marka/model	Teknik özellikler
	Restherma/ IP11SS	• Isıtma: Nominal kapasite: 10,5 kW Çekilen güç:2,1 kW, COP:5 • Çalışma sıcaklık aralığı:-5/+45 °C • Maks. çıkış suyu sıcaklığı: 55 °C • Soğutma: Nominal kapasite: 8,5 kW • Çekilen güç:1,98 kW, EER:4,29 • Çalışma sıcaklık aralığı: +10/+43°C • Maks. çıkış suyu sıcaklığı: 7°C

- **Pompa grubu**

Şekil 2.7'deki ısı pompası sisteminde görüldüğü üzere hat üzerinde toplamda 3 adet sirkülasyon pompası bulunmaktadır. Mahal ve toprak hattındaki su sirkülasyonunu sağlamak için Grundfos Magna3 marka model pompalar kullanılırken, akümülayon tankı ile ısı pompası arasındaki su sirkülasyonu için daha küçük kapasiteli Grundfos Alpha2 sirkülasyon pompası kullanılmıştır. Pompalara ait teknik özellikleri Tablo 2.4'de verilmiştir.

Tablo 2.4 Pompa grubu teknik bilgileri.

Pompalar	Marka/model	Teknik özellikler
	Grundfos/MAGNA3	Maks. debi: 78,5 m ³ /h, Maks. basma yüksekliği: 18 m Maks. sistem basıncı : 16 bar, Çalışma sıcaklığı.: - 10/110°C
	Grundfos /Alpha2	Maks. debi: 4,8 m ³ /h, Maks.basma yüksekliği: 5,8 m Maks. sistem basıncı : 10 bar, Çalışma sıcaklığı aralığı :2/110°C

- Akış Kontrol Şalteri**

Akış kontrol şalteri, ısıtma, soğutma, havalandırma ve diğer tesisatlarda güvenlik amaçlı kullanılmaktadır. Sıvı akışın gerçekleştiği hatlarda ve otomatik yangın test sistemlerinde pompaların kuru çalışmasını engellemek için kullanılır. Soğutma yapılan hatlarda, sirkülasyonun sürekliliğinin temini için kontrol amaçlı hatlarda yer alır. Deney tesisatımızda akışın olup olmadığının kontrolü ve ikazı için kullanıla Ayvaz marka akış kontrol şalterinin teknik verileri Tablo 2.5’de verilmiştir.

Tablo 2.5 Akış kontrol şalteri teknik verileri.

Akış kontrol şalteri	Marka/model	Teknik özellikler
	Ayvaz/AK 100 Çap:16mm	- Basınç Ayar Plakaları: AISI 304 Paslanmaz Çelik - Maks. Basınç :11 bar - Maks. çalışma sıcaklığı: 120 °C

- Akümülayon Tankı**

Akümülayon tankları, ısı pompası güneş enerjisi, eşanjör ve yakıt kazanı gibi kaynaklardan elde ettiği enerji ile suyun ısıtılıp depolanmasını sağlayan sistemlerdir. Isı kaynaklarından elde edilen enerjiyi en verimli şekilde kullanmayı sağlayan akümülayon tankları, ısıtılan veya soğutulan suyun sıcaklığını uzun süre

korumasını ve ihtiyaç halinde kullanıma hazır şekilde tutmasını sağlamaktadır. Bu amaçla da ısı pompası sistemimizde Resboyler marka 100 lt kapasitesine sahip akümülayon tankı kullanılmıştır. Tanka ait teknik veriler Tablo 2.6'da verilmiştir.

Tablo 2.6 Akümülayon tankı teknik verileri.

Akümlasyon Tankı	Marka/model	Teknik özellikler
	Resboyler/KAT	- Kapasite: 100 lt - Maksimum çalışma basıncı: 10 bar - Çalışma sıcaklığı aralığı: 10/95°C - Test basıncı: 13 kg/cm² - İşletme basıncı: 10 kg/cm²

- Genleşme Tankı**

Genleşme tankı, sistem hattı üzerindeki basıncın bütün bölgelerde sabit kalmasını ve sistemde kavitasyon, buharlaşma ve vakum oluşmasını engellemek için ayarlanan basınç değerlerini korunmasını sağlamaktadır.

Tablo 2.7 Genleşme tankları teknik verileri.

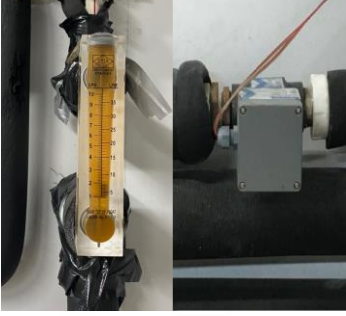
Genleşme Tankı	Marka/model	Teknik özellikler
	Reflex/15P113 3	- Kapasite: 33 lt - Maksimum çalışma basıncı: 10 bar - Çalışma sıcaklığı aralığı: - 10/120°C
	Reflex/15P112 5	- Kapasite: 25 lt - Maksimum çalışma basıncı: 10 bar - Çalışma sıcaklığı aralığı: - 10/120°C

- Isı pompası grubu üzerindeki diğer ölçüm cihazları**

Isı pompası sistemimizde toprak ve mahal hattı olmak üzere iki adet genleşme tankı kullanılmıştır. Mahal tarafında yüksek sıcaklık farkları gerçekleştiği için

hatta kullanılan tank kapasitesi daha büyük seçilmiştir. Genleşme tanklarına ait teknik veriler Tablo 2.7’de verilmiştir.

Tablo 2.8 Isı pompası grubu üzerindeki ölçü cihazları teknik verileri.

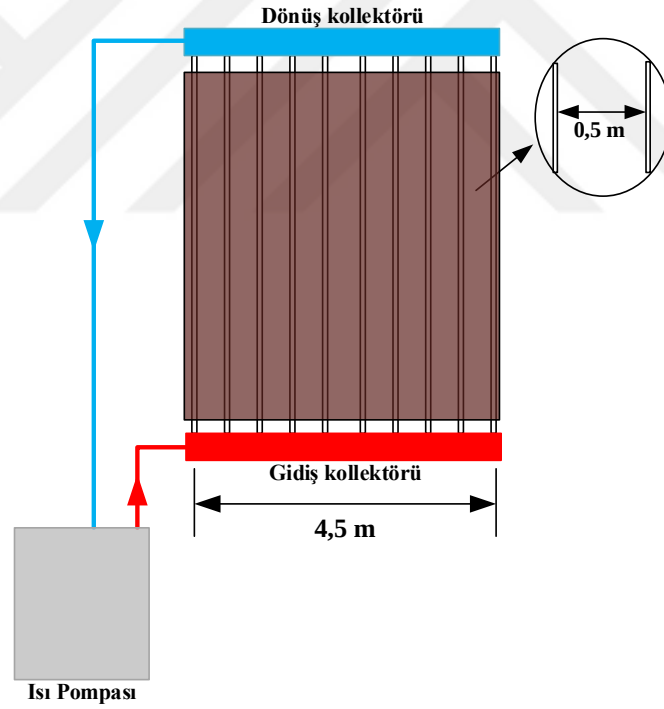
Rotometre / Debimetre	Marka/model	Teknik özellikler
	ZYIA/LZM-25T Bass/FMPV	Rotometre: • 5-40 lt/h cam tüplü Debimetre: • Maksimum çalışma basıncı: 10 bar • Çalışma sıcaklığı aralığı: -10/70°C
Termometre/Manometre	Marka/model	Teknik özellikler
	Termometre: Pakkens/TE100 DB1, Manometre: Pakkens/MG06 3DRM1,	Termometre: • Ölçü aralığı: -30/+60°C, Sıcaklık elemanı: Bi-metal Manometre: • Çalışma ölçü basınç aralığı:0-10 bar
PT100		
	Tekon/PT100, PT100	• Ölçme aralığı: 0/100°C
		• Isı pompası grubu tarafında sıcaklık ve debi ölçüm veri toplama cihazı

Mahal ve kaynak tarafındaki su hatlarındaki debi ölçümleri 2 adet türbin tipi debimetrenin dönüş hattına entegre edilmesi ile sağlanmıştır. Debimetreler ısı pompası grubunun yer aldığı duvardaki PLC sistemine bağlanarak gerekli olan

veriler elde edilmiştir. Ayrıca, mahal tarafına giden su debisi gidiş hattına bağlanan cam tüplü rotometre aracılığıyla da teyit amaçlı entegre edilmiştir. Sistem basınç ve sıcaklık değerleri toprak ve mahal gidiş ve dönüş hatları üzerinde yer alan manometre, barometre ve RTD'lerle sağlanmıştır. Bu ölçüm cihazlarına ait teknik veriler Tablo 2.8'de gösterilmiştir.



a)



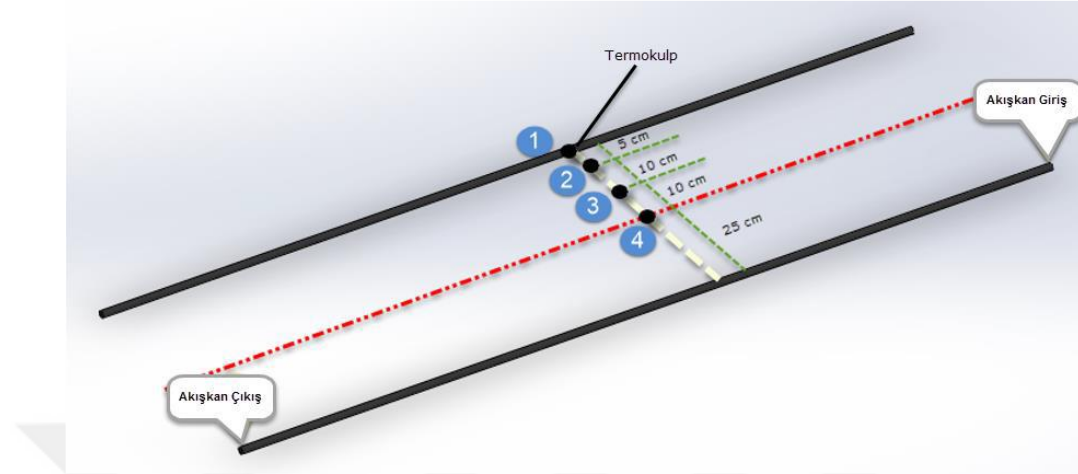
b)

Şekil 2.8 Toprak hattı borular için kazı çalışmaları (a) ve yerleşimi (b).

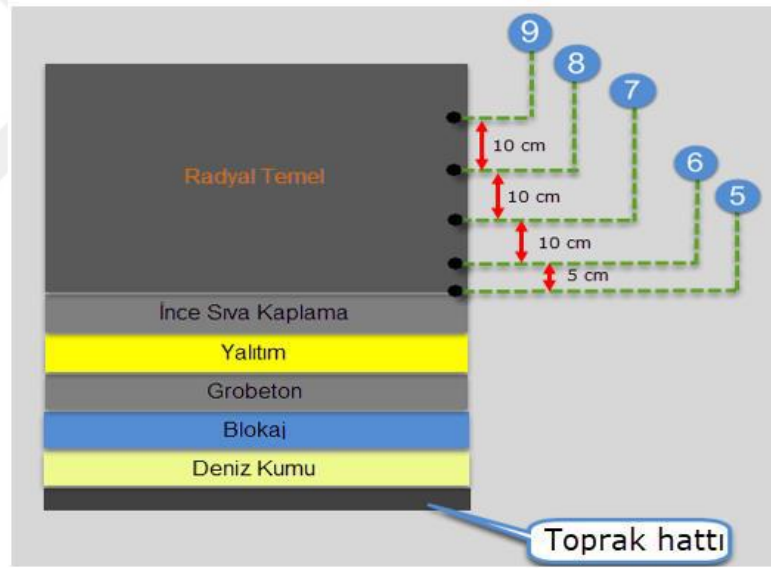
2.1.3 Toprak Hattı

Toprak hattı için bina temelinin altındaki toprak kısmına kaynak ısı değiştirici boruların yerleşimi yapılmıştır (Şekil 2.8a). Yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE)

malzemeden oluşan kaynak ısı değiştiricileri 32 mm çapında, 85 m uzunluğunda 10 adet olacak şekilde güney doğu-kuzeybatı yönünde paralel olarak yerleştirilmiştir. Borular arası mesafe 0,5 m'dir (şekil 3.8b) [81].



a)



b)

şekil 2.9 Toprak hattı borular için kazı çalışmaları ve yerleşimi. Toprak hattı sıcaklıkları için yerleştirilen termokuplların yatay (a) ve dikey (b) yerleşim planı [81].

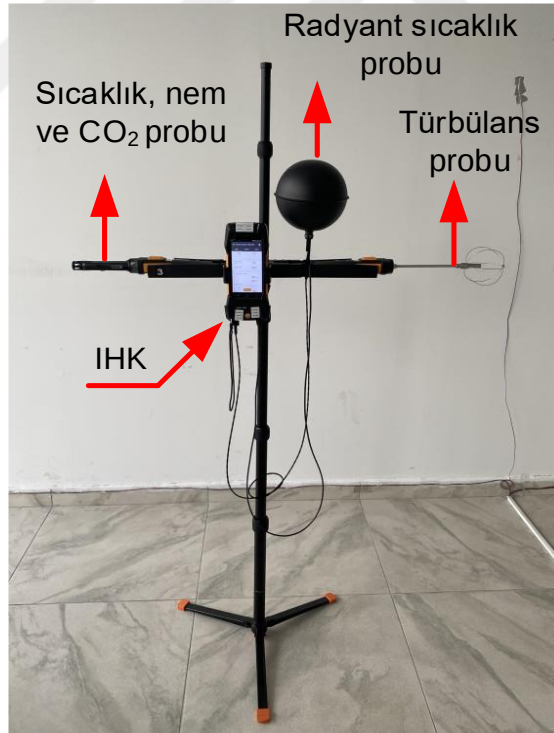
Kaynak tarafında sistem sıcaklık ölçümleri için zemin altında farklı konumlara ısıl çiftler yerleştirilmiştir. Yatayda paralel 2 boru arasına yerleştirilen ısıl çiftler şekil 2.9a da gösterilmiştir. Dikey yönde radyant temele yerleştirilen ısıl çiftler ise şekil

2.9b’de ayrıntılı olarak gösterilmiştir. Toprak hattı teknik bilgileri, kazı çalışmaları, boru yerleşimleri ve temel katmanlarının adım adım yapım süreçleri için Kayacı’nın [81] doktora tezi incelenebilir.

2.1.4 Deneylerde Kullanılan Ölçü Aletleri

Isı pompası ve toprak hattında kullanılan ölçüm aletlerine ait teknik bilgiler 2.1.2 ve 2.1.3 başlıklarında kısmen bahsedilmiştir. Bu başlık altında özellikle deney odasında yapılan ölçümlerde kullanılan ölçüm cihazlarına ve ekipmanlarına yer verilecektir.

İç hava kalitesi ve konfor cihaz seti: Test odasının hem soğutma hem de ısıtma deneylerinde iç hava kalitesi ve konfor düzeyi ölçümü Şekil 2.10 ‘da görülen Testo 400 çok amaçlı iç hava kalitesi (IHK) ölçüm cihazı ve konfor seti ile yapılmıştır. Bu set toplamda 3 prob olan (nem, sıcaklık ve CO₂ probu, ışıyım sıcaklığı ve türbülans probu) ve bir tane IHK cihazından oluşmaktadır. İHK cihazı ve problemlerine ait detaylı teknik veriler ayrıca Tablo 2.9’da verilmiştir.



Şekil 2.10 İç hava kalitesi ve konfor cihaz setinin tripod üzerinde görünümü.

İHK: İklimlendirme ve havalandırma sektöründe hava akışı ve konfor seviyesi ölçümlerinin ASHRAE ve ISO standartlarına en uygun şekilde yapılmasına

yardımcı olan Testo tarafında geliştirilen yüksek hassasiyetli bir cihazdır (Şekil 2.11a). İHK ile türbülans, sıcaklık, nem, basınç, aydınlık şiddeti, ısıtım sıcaklığı, akış, CO₂, dahili fark basınç sensörü gibi iklimlendirme ve havalandırma sistemleri için gerekli olan tüm parametreler entegre edilecek problemler yardımıyla ölçülebilmektedir.

Tablo 2.9 Test odası ölçüm cihazları teknik verileri.

Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Hassasiyet	Ölçülen veriler
CO ₂ probu	0 ... 95 % -20 ... +70 °C	± 3 % ± 0,5 °C	Nem, sıcaklık ve CO ₂
Türbülans probu	0 ... 10000 ppm 0 ... 5 m/sn	± (50 ppm + 3 %) ± (0,03 m/s + 4 % ölç.değ.)	Hava hızı
Radyant sıcaklık probu	0 ... +120 °C	Sınıf 1	Isıtım sıcaklığı
T tipi termokupl	-20...+200	± 0,3 °C	Hava ve yüzey sıcaklığı
PT100	-200....+800	± 0,15+0,0002 °C	Su sıcaklık ölçer

Isıtım sıcaklık Probu: Radyant ısıtma ve soğutma sistemlerinde belirlenmesi ve ölçülmesi en önemli parametrelerden biri de ortam yüzeylerin sıcaklıklarının birleşik etkisini ifade eden ortalama ısıtım sıcaklığıdır. Çeşitli analitik çözüm metodları kullanılarak bulunan bu değer ayrıca Şekil 2.11b 'de görülen içinde K-tipi ısı çifti bulunan küreler yardımı ile de direkt ölçülebilmektedir. 250 x 150 x 150 mm ebatlarında 0,385 kg olan cihaz 0 ile 120 °C arasında ölçüm alabilmektedir.

CO₂ nem ve hava sıcaklık probu: Hava nemini, CO₂ konsantrasyonunu, hava sıcaklığı, yağ termometre sıcaklığı, çiy noktası ve mutlak nem değerlerini aynı anda Şekil 2.11c'de gösterilen prob ile ölçülebilmektedir. Diğer problemlerin aksine bluetooth üzerinden İHK cihazından 20 m mesafeye kadar ölçüm almaya olanak sağlamaktadır.

Türbülans probu: Radyant ısıtma soğutma gibi düşük hava hızlarının ölçümünde türbülans probuna ihtiyaç duyulmaktadır. Tablo 2.9'da teknik değerleri verilen Testo marka türbülans probu ile yüksek hassasiyette hız ölçümleri yanında aynı proba hava sıcaklığı da ölçülebilmektedir. Cihaza ait görsel Şekil 2.11d'da gösterilmiştir.



a)



b)



c)



d)

Şekil 2.11 Mahal deneylerinde kullanılan İHK (a), ışıınım sıcaklık probu (b), CO₂ probu (c) ve türbülans probunun (d) test sırasında görünümü.

Isıl çiftler: Deney odasının ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları, iç ortam hava sıcaklığı, dış atmosfer ve koridor pencere yüzey ve hava sıcaklıkları için ısıl çiftler kullanılmıştır. Mevcut deney tesisatı için 500 m rulo halinde T tipi ısıl çift siparişi verilmiştir. Isıl çiftlerin kullanıma hazır hale getirilmesi için veri toplama ünitesinin oda merkezinde olduğu varsayılarak konumları Şekil 2.12’de görüldüğü gibi her bir ısıl çiftin uzunluğu oda geometrisi göz önüne alınarak belirlenmiştir. Planlanan ölçülerde kesilen ısıl çiftler Şekil 2.13a’da görülen ısıl çift kaynak makinesi ile uçları kaynak edilmiştir. Kaynak işleminden sonra her bir ısıl çift veri depolama ünitesine bağlanarak kalibrasyon için hazır hale getirilmiştir (Şekil 2.13b ve Şekil 2.13c). Kalibrasyon işlemi firma tarafından kalibre edilen sıcaklık

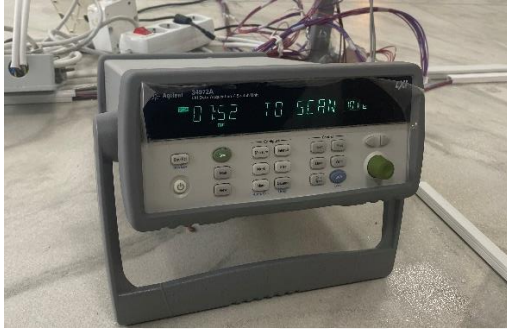
Düşey yönde sıcaklık değişimleri iç ortam konfor değerlendirmesi yapılırken dikkat edilmesi gereken önemli parametrelerden biridir. Bu kapsamda deney odasına konumları Şekil 2.12’de görülen 5 adet stant yerleştirilmiş ve hava sıcaklığını ölçen ısı çiftleri bu stantlar üzerine yerleştirilmiştir. Isıl çiftlerin stant üzerindeki konumları BS EN ISO 7730 [5] standardı referans alınarak yerleştirilmiştir. Odanın koridordan pencere boyunca yerleştirilen 1-3 numaralı stantlar üzerine sırasıyla 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m, 1,7 m ve 2,5 m aralıklarla ayak bileği, diz mesafesi, oturan kişi baş mesafesi, ayakta kişi baş mesafesi ve tavana yakın bölgeye karşılık gelecek şekilde ısı çiftleri yerleştirilmiştir (Şekil 2.14). Duvara yakın bölgedeki yaşam mahallindeki sıcaklık incelemesi için 4 ve 5 numaralı Stantlar Şekil 2.12’deki gibi konumlandırılmıştır. Diz mesafesine yerleştirilecek ısı çiftlerinde teknik sorunlar yaşandığı için veri alınamamıştır. İç ortam hava sıcaklık ölçümlerinde kullanılan ısı çiftlerinin ısınım etkisinde kalmaması için Şekil 2.14b’de görülen radyasyon kalkını yapılmıştır.



a)



b)



c)

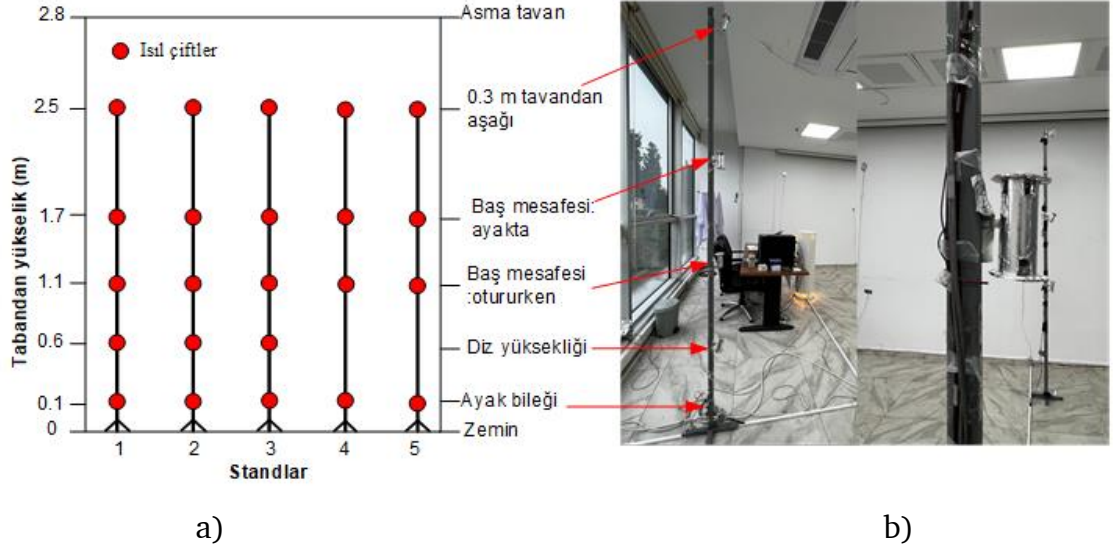


d)

Şekil 2.13 Isıl çiftleri, kaynak makinesiyle uçlarının birleştirilmesi (a), veri toplama cihazına bağlanması (b), veri toplama cihazının görünümü (c) ve ısıtma/soğutma banyosunun görünümü (d).

PT100: Duvar ve tavan radyant panellere ısı pompası tarafından sağlanan suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları asma tavadaki ana hat üzerine yerleştirilen rezistans termometreler (PT100) ile yapılmıştır (Şekil 2.15a). Montaj öncesinde ısıl çiftlerle benzer şekilde kalibrasyon işlemleri yapılmıştır.

Motorlu Küresel Vana: Radyant panel su sıcaklık kontrolü Şekil 2.15b'de gösterilen oda asma tavanında yer alan kolektör dönüş hattı üzerindeki 2 adet motorlu vana ile yapılmaktadır. Aç/kapa çalışan vanalar oda içerisinde yer alan termostat ile kontrol edilmektedir.

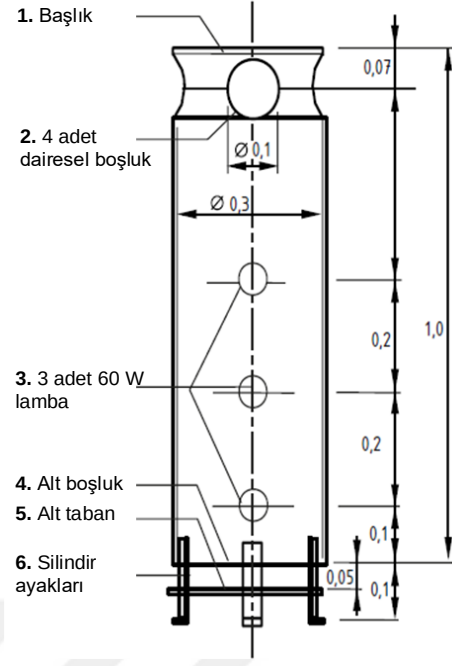


Şekil 2.14 Düşey sıcaklık ölçümü için termokupl yerleşim planı (a), düşey sıcaklık standı ve ısıtım kalkanı (b) .



Şekil 2.15 Asma tavanda yer alan kollektör grubu görünümü.

Soğutma yükü ekipmanı: BS EN 14240:2004 standardı dikkate alınarak içeride yük oluşturabilmesi için Şekil 2.16'de görülen 4 adet silindir geometrisinde soğutma yükü ekipmanı oda içerisinde konumlandırılmıştır. Oda içerisindeki konumları ayrıca Şekil 2.12'de odanın açık hali üzerinde görülebilir. Her bir silindir içine 3 adet 40 W kapasitesinde lambalar yerleştirilmiş ve silindirler birbirinden bağımsız kontrol edilecek şekilde bağlanmıştır.

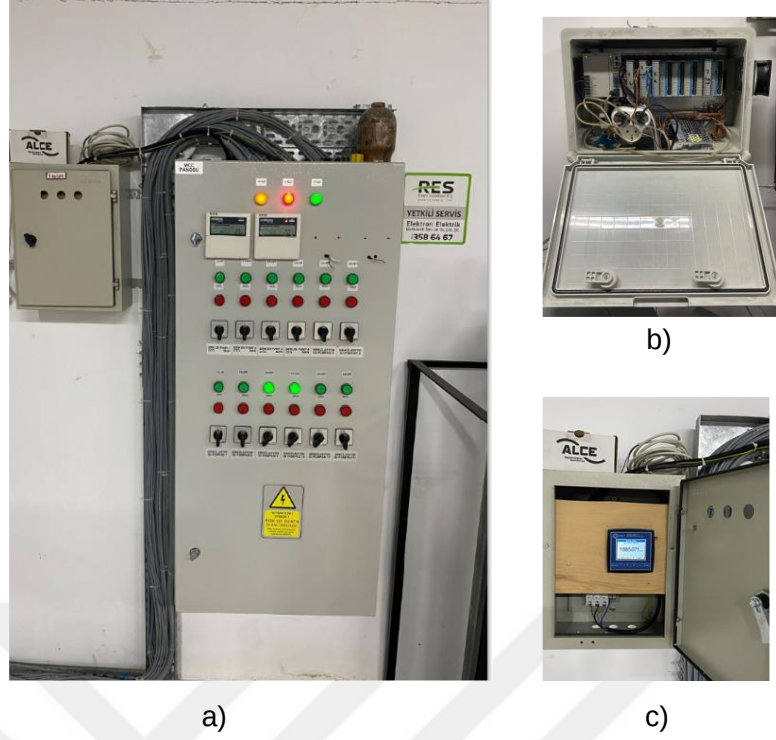


Şekil 2.16 Soğutma yükü ekipmanı ve teknik çizimi.

2.2 Deneysel yöntem

Çalışmalar soğutma ve ısıtma olmak üzere iki sezon olarak yapılmıştır. Deneyler ofis odasındaki ısı konfor odaklı yapılmıştır. Pompa grubunun bulunduğu mekanik odanın duvarında asılı olan Şekil 2.17a’da görülen pano üzerinden kontrol edilmektedir. Isı pompası, pompa grubu ve mahal su dönüş sıcaklık kontrolü bu pano ile yapılmaktadır. Isı pompası ve pompa grubu çalışır hale geldikten sonra aşağıda belirtilen yöntemle deneyler yapılmaya başlanmıştır.

- Isı pompası kontrol ünitesinde bulunan termostat üzerinden su dönüş sıcaklığı ayarlanmıştır.
- Isı pompası grubunda debi, basınç ve sıcaklık değerlerinin kaydedilmesi amacıyla veri toplama cihazı PLC (Şekil 2.17b) aktif hale getirilmiş ve verilerinin yarım saatlik periyotlarla kaydedilmesi sağlanmıştır (toprak ve mahal tarafı ayrı ayrı kaydedilmiştir). Ayrıca mahal gidiş hattı üzerinde yer alan rotametreden su debisi aralıklarla kontrol edilip değerler not edilmiştir.
- Isı pompası grubunun performansının belirlenmesi için ısı pompası ve pompa grubunun güç tüketimleri Şekil 2.17c ‘deki enerji kalite analizörü aktif hale getirilmiş ve veriler kaydedilmiştir.



Şekil 2.17 Isı Pompası grubu kontrol panosu (a), enerji kalite analizörü (b) ve veri toplama cihazı (PLC) (c).

- Isı pompasında ısıtılan/soğutulan su akümülayon tankından frekans konvertörlü pompa yardımıyla mahale aktarılmıştır. Isıtılan/soğutulan suyun panel içerisinde sirkülasyonu için deney odasının duvarında yer alan termostat ile kolektör üzerindeki motorlu vanaların açılması sağlanmıştır.
- Mahal içerisindeki ısıtma/soğutma yüklerinin hesaplanması için kolektör giriş ve çıkış sıcaklıkları Pt100 sıcaklık sensörleri ile ölçülerek ve bu veriler oda içerisinde yer alan veri toplama cihazında kaydedilmesi sağlanmıştır.
- Deney odasının içerisinde radyant panel yüzey sıcaklıkları ve ısıtılmayan/soğutulmayan yüzey sıcaklıkları, odanın 5 farklı noktasında farklı yüksekliklerinde hava sıcaklıkları, dış ortam ve koridor hava sıcaklıkları ısı çiftleriyle ölçüm alınması ve bu verilerin veri toplama cihazına kaydedilmesi sağlanmıştır.
- Deney odasının farklı noktalarında Testo 400 İHK seti ile iç ortam hava sıcaklığı, ortalama ışıınım sıcaklığı, hava hızı, nem, CO₂, PMV ve PPD değerleri ölçümü yapılmıştır.

2.3 Ölçümler ve Hesaplamalar

2.3.1 Isı transfer Katsayıları Hesaplamaları

Test odasının soğutma yükü, ısı pompasından sağlanan soğutma suyunun sürekli rejim halinde panel giriş (T_{w1}) ve çıkışlarından (T_{w2}) ölçümler alınarak 2.1 numaralı denklemlerle hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_p = m * c_p * \Delta T_w \quad (2.1)$$

Panellere giren dolaşım suyuna test odasından ısınım (Q_r) , taşınım (Q_c) ile, panellerin yer aldığı duvar, tavan ve pencerelerden ısı kayıp/kazancı ile ısı geçişi olmaktadır. Oda içerisinde oluşan ısı kazancı/kaybı, dummy, bilgisayar ve pencereden oda içerisine iletim ve ısınım ile oluşmaktadır.

$$\dot{Q}_p = m * c_p * \Delta T_w = \dot{Q}_r + \dot{Q}_c \quad (2.2)$$

Test odasından panellere geçen toplam ısı transferi miktarı ısınım ve taşınım ısı transferi miktarlarının toplamına eşittir. Denklem 2.3 kullanılarak hesaplanabilmektedir.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_r + \dot{Q}_c \quad (2.3)$$

Panellerden test odasına taşınım ve ısınımla aktarılan net ısı transferi akısı Denklem 2.4 ve Denklem 2.5 ile ifade edilir:

$$\dot{q}_t = \frac{\dot{Q}_p}{A} \quad (2.4)$$

$$\dot{q}_t = \dot{q}_r + \dot{q}_c \quad (2.5)$$

Isınım ısı transfer katsayısının bulunabilmesi için soğutulmamış yüzeylerin ortalama sıcaklığının (T_{AUST}) yüzeyler arası görme faktörleri (F_{s-j}) dikkate alınarak Denklem 2.6 ile Denklem 2.7 ile hesaplanması gerekmektedir. Isınım ısı transferinin bulunmasında (T_{AUST}) referans sıcaklık olarak kullanılmaktadır.

$$T_{AUST} = \sqrt[4]{\sum_{j=1}^n (F_s - jT_j^4)} \quad (2.6)$$

$$F_{\varepsilon_{s-j}} = \frac{1}{\left[(1 - \varepsilon_s) / \varepsilon_s \right] + (1 / F_{s-j}) + (A_s / A_j) \left[(1 - \varepsilon_j) / \varepsilon_j \right]} \quad (2.7)$$

$$F_{s-j} = \frac{1}{A_i A_j} \int \int \frac{\cos \theta_i \cos \theta_j}{\pi R^2} dA_i dA_j \quad (2.8)$$

Denklem 2.7’de bulunan görme faktörü kullanılarak ışıınım ısı akısı ($\dot{q}_r$) Denklem 2.9 ile hesaplanmaktadır. Işıınım ısı transferi katsayısı da (h_r) Denklem 2.10 ile bulunmaktadır. Işıınım ısı transferi bulunurken referans sıcaklık olarak T_{AUST} kullanılmaktadır.

$$\dot{q}_r = \sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4) \quad (2.9)$$

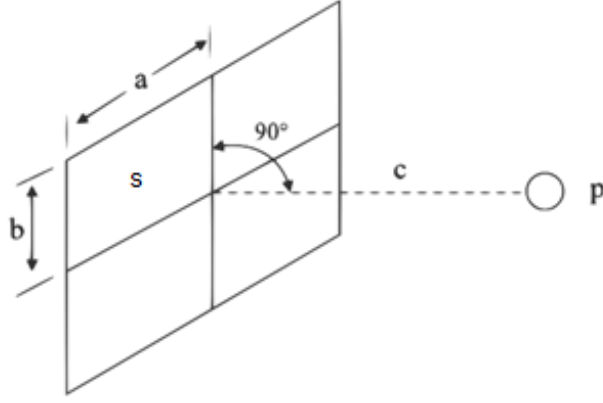
$$h_r = \frac{\dot{q}_r}{T_s - T_{AUST}} = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4)}{T_s - T_{AUST}} \quad (2.10)$$

$$T_r^4 = T_1^4 * F_{p-1} + T_2^4 + F_{p-2} + \dots + T_n^4 * F_{p-n} \quad (2.11)$$

Ortalama ışıınım sıcaklığı radyant probu ile direk ölçüm metoduyla bulunabilirken, bu değerin hesaplama metoduyla karşılaştırılması amacıyla Denklem 2.11 kullanılarak ortalama ışıınım sıcaklığı hesaplanmıştır. Buradaki görme faktörü Denklem 2.12 ve Şekil 2.18 geometrisi kullanılarak hesaplanmaktadır. Toplam ısı transfer katsayısı referans sıcaklık olarak çalışma sıcaklığı (T_ζ) kullanılarak Denklem 2.13 ile hesaplanmaktadır. Çalışma sıcaklığı, ışıınım sıcaklık probu ile ışıınım sıcaklık (T_r) ve T tipi ısı çiftler ile ortam hava sıcaklığı (T_a) ölçülerek Denklem 2.12’de yerine yazılarak bulunmaktadır.

$$F_{p-s} = \frac{1}{4\pi} \arctan \left(\frac{a.b}{c.\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \right) \quad (2.12)$$

$$h_t = \frac{q_t}{T_\zeta - T_s} \quad (2.13)$$



Şekil 2.18 Görme faktörü.

$$(T_c = \frac{T_r + T_a}{2}) \quad (2.14)$$

Taşınım ısı akısı belirlenirken yukarda hesaplanan toplam ısı akısından taşınım ısı akısı çıkartılarak Denklem 2.15 kullanılarak hesaplanır. Son olarak taşınım ısı transferi katsayısı Denklem 2.16 kullanılarak belirlenir. Taşınım ısı transferi için referans sıcaklığı ortalama ortam hava sıcaklığı (T_a) alınmaktadır.

$$\dot{q}_c = \dot{q}_t - \dot{q}_r \quad (2.15)$$

$$h_c = \frac{\dot{q}_c}{T_s - T_a} \quad (2.16)$$

2.3.2 Isıl Konfor Hesaplamaları

2.3.2.1 PMV ve PPD Konfor İndisleri

Ortamın fiziksel ve fizyolojik değişkenlerinin ölçümü ve kullanılan denklemler insan veya termal enerji dengesini değerlendirmemizi sağlarken, bu denklemler, insanların duygularını ve algılanan rahatlık düzeylerini bilmemize izin vermez. 1970 yılında Povl Ole Fanger (Fanger 1970), bir dizi deneyi takiben, metabolik özelliklerle ilgili olarak tanımlamak ve ölçmek için istatistiksel bir yaklaşım benimseyerek Tahmin Edilen Ortalama Oy (PMV) ve Yüzde Memnuniyetsizlik (PPD) indislerini, dört çevresel faktöre (hava sıcaklığı, ortalama ışıyım sıcaklık, nem ve hava hızı) ve iki kişisel faktöre (aktivite seviyesi ve giyim) göre bir ısı konfor modeli geliştirmiştir. Fanger'in yapmış olduğu çalışmalar sonucunda uluslararası standartlara sahip iki standardın formüle edilmesine yol açmıştır:

Bunlar ISO 7730 ve ASHRAE 55. Her iki standart da zaman içinde yapılan çalışmalar ve deneyler sonucunda güncellenmiş ve konfor koşullarını sağlamak için daha analitik bir yaklaşım belirlemiştir.

ISO 7730’u hesaplama kriteri, ortamın kararlı hal durumundaki koşullarını, özel durumlar nedeniyle ortamın ana hatlarında herhangi bir değişiklik olmamasını (yerel rahatsızlık) dikkate almaktadır. Standart, her zaman kararlı durumu göz önünde bulundurarak yerel rahatsızlık koşullarını tanımlamaktadır. PMV İndeksi 7 puanlık bir ısı his ölçeğini benimsemektedir. PMV indeksine karşılık gelen ısı his Tablo 2.10’da gösterilmiştir.

Tablo 2.10 Isıl his ölçeği [7,82].

PMV	+3	+2	+1	0	-1	-2	-3
Isıl his	Sıcak	Ilık	Hafif ılık	Denge	Hafif serin	Serin	Soğuk

PMV aktivite hızı, giysi yalıtımı, ortam hava sıcaklığı, ortalama ışıyım sıcaklık, hava hızı ve bağıl nemin farklı birleşimi için Denklem 2.17-2.20 kullanılarak hesaplanabilmektedir

$$PMV = (0.303 \cdot e^{-0.036M} + 0.028) \left[\begin{aligned} &(M - W) - 3.05 \cdot 10^{-3} \cdot \{5733 - 6.99 \cdot (M - W) - p_a\} \\ &- 0.42 \cdot \{(M - W) - 58.15\} - 1.7 \cdot 10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\ &- 0.0014M (34 - T_a) - 3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ &- f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \end{aligned} \right] \quad (2.17)$$

Burada;

$$T_{cl} = 35.7 - 0.028 \cdot (M - W) - I_{cl} \cdot \left[\begin{aligned} &3.96 \cdot 10^{-8} f_{cl} \cdot \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ &+ f_{cl} \cdot h_c \cdot (T_{cl} - T_a) \end{aligned} \right] \quad (2.18)$$

$$h = \begin{cases} 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} > 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \\ 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \leq 2.38 \cdot |T_{cl} - T_a|^{0.25} < 12.1 \cdot \sqrt{V_{ar}} \end{cases} \quad (2.19)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1.29.I_{cl} & \text{if } I_{cl} \leq 0.078m^2.K / W \\ 1.05 + 0.645.I_{cl} & \text{if } I_{cl} > 0.078m^2.K / W \end{cases} \quad (2.20)$$

PMV = Tahmin Edilen Ortalama Oy, M = Metabolizma hızı W/m², W = Dış ışı, I_{cl} = Giysilerin termal direnci, F_{cl} = Giysili vücut yüzeyinin giysisiz vücut yüzeyine oranı

T_a = Hava sıcaklığı, °C, T_r = Ortalama ışıınım sıcaklık, °C, V_{ar} = Hava hızı m/s, p_a = su buharı kısmi basıncı Pa, h_c = Isı taşınım katsayısı, W/m².K, T_{cl} = Giysilerin yüzey sıcaklığı °C.

PPD, ısı konfordan memnun olmayan kişilerin yüzdesini hesaplayarak olası şikâyetçilerin bir ölçüsünü temsil etmektedir. PPD endeksi, Denklem 2.21 gösterildiği gibi PMV endeksi ile ilişkilidir.

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PWV^2) \quad (2.21)$$

2.3.2.2 Yerel Isıl Konforsuzluk

Isıl konfor endeksleri PMV ve PPD, ortamın ortalama koşullarını ifade ederken, bu faktörlere ek olarak, aşağıdakilerden kaynaklanabilecek yerel konfor da dikkate alınmalıdır:

- Hava Akımı
- Düşey Yöndeki Hava Sıcaklık Farkı
- Zemin Yüzey Sıcaklığı
- ışıınım sıcaklık asimetrisi

Hava akımı sebebiyle vücudun istenmeyen yerel soğuması aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$DR = (34 - T_a) \cdot (V_{al} - 0,05)^{0,62} \cdot (0,37 \cdot V_{al} \cdot T_u + 3,14) \quad (2.22)$$

T_{al} : Yerel hava sıcaklığı, [°C]

V_{al} : Yerel hava hızı, [m/s]

T_u : Türbülans yoğunluğu

Düşey yönde hava sıcaklık farkından kaynaklanan yerel rahatsızlık, doğrudan memnuniyetsizlik yüzdesinin (PD) bir fonksiyonu olarak ifade edilebilmektedir ve Denklem 2.23 ile hesaplanabilmektedir. Rahatsızlık hissi, zemin ile tavan arasında oluşan sıcaklık farkına ve ardından ayak ve baş arasında algılanan sıcaklık farkına, kan dolaşımını da etkileyen unsurlara bağlıdır.

$$PD = 100 / (1 + \exp(5,76 - 0,856 \cdot \Delta t_{a,v})) \quad (2.23)$$

Burada;

$\Delta t_{a,v}$: Baş ve ayak bileği arasındaki düşey yükseklik farkı

Taban yüzeylerin sıcaklığından kaynaklı yerel rahatsızlıklar da Denklem 2.24 ile hesaplanabilmektedir.

$$PD = 100 - 94 \cdot \exp((-1,387 + 0,118 \cdot t_f - 0,0025 \cdot t_f^2)) \quad (2.24)$$

Burada;

t_f : taban yüzey sıcaklığı

Mahallerde insanların yerel ve genel konfor durumları konfor indis ve denklemler sonucunda ISO 7730 standardında Tablo 2.11’de gösterildiği gibi 3 sınıfa ayrılmıştır. Deney odasında yapılan konfor ölçümleri bu üç sınıf dikkate alınarak değerlendirilecektir.

Tablo 2.11 Isıl Konfor kategorileri [82].

Kategori	Bütün vücut ısı durumu		Yerel rahatsızlık		
	PPD [%]	PMV	DR [%]	PD [%]	
				Düşey hava sıcaklık farkı	Sıcak veya soğuk zemin
A	<6	-0,2 < PMV < +0,2	<10	<3	<10
B	<10	-0,5 < PMV < +0,5	<20	<5	<10
C	<15	-0,7 < PMV < +0,7	<30	<10	<15

2.4 Belirsizlik Analizi

Deneylerde ölçüm ve hesaplamalardan kaynaklı belirsizlikler Holman [83] tarafından tanımlanan yöntem kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada, hava sıcaklıkları, ısıtılan/soğutulan yüzey sıcaklıkları, boru içindeki su sıcaklığı, hava hızı, nem, ortalama ışıınım sıcaklığı deneylerde hataya neden olan değişkenler olarak belirlenmiştir. Bütün deneyler için, konfor parametreleri PMV ve PPD panellerden olan taşınım, ışıınım ve toplam ısı transferi ile taşınım, ışıınım ve toplam ısı transfer katsayılarının belirsizlik analizleri yapılmıştır. Belirsizlik analizleri denklem 2.25 kullanılarak yapılmıştır.

$$W_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

Burada “R” belirlenmek istenen parametreyi, $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ her bir bağımsız değişkene ait hata oranını, “ w_R ” toplam belirsizliği göstermektedir. R parametresine etki eden bağımsız değişken sayısı de $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olarak ifade edilmiştir.

PMV için Belirsizlik Analizi

$$PMV = (0.303.e^{-0.036M} + 0.028) \left[\begin{array}{l} (M - W) - 3.05.10^{-3} \cdot \{5733 - 6.99.(M - W) - p_a\} \\ -0.42 \cdot \{(M - W) - 58.15\} - 1.7.10^{-5} \cdot M \cdot (5867 - p_a) \\ -0.0014M(34 - T_a) - 3.96.10^{-8} f_{cl} \{(T_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4\} \\ -f_{cl} \cdot h \cdot (T_{cl} - T_a) \end{array} \right] \quad (2.26)$$

$$W_{PMV} = \pm \left[\left(\frac{\partial PMV}{\partial T_a} w_{T_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial PMV}{\partial RH} w_{RH} \right)^2 + \left(\frac{\partial PMV}{\partial T_r} w_{T_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial PMV}{\partial V_{ar}} w_{V_{ar}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.27)$$

PPD için Belirsizlik Analizi

$$PPD = 100 - 95 \cdot \exp(-0.03353 \cdot PMV^4 - 0.2179 \cdot PWV^2) \quad (2.28)$$

$$W_{PPD} = \pm \left[\left(\frac{\partial PPD}{\partial PMV} w_{PMV} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.29)$$

Toplam Isı Transferi için Belirsizlik Analizi

$$Q_p = m \cdot c_p \cdot (T_\zeta - T_g) \quad (2.30)$$

$$W_{Q_t} = \pm \left[\left(\frac{\partial Q_p}{\partial m_s} w_{m_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_p}{\partial T_g} w_{T_g} \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_p}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.31)$$

Işınım Isı Transferi için Belirsizlik Analizi

$$\dot{q}_r = \sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4) \quad (2.32)$$

$$W_{q_r} = \pm \left[\left(\frac{\partial q_r}{\partial T_s} w_{T_s} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_r}{\partial T_{aust}} w_{T_{aust}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.33)$$

Taşınım Isı Transferi için Belirsizlik Analizi

$$\dot{q}_c = \dot{q}_t - \dot{q}_r \quad (2.34)$$

$$W_{q_c} = \pm \left[\left(\frac{\partial q_c}{\partial q_t} w_{q_t} \right)^2 + \left(\frac{\partial q_c}{\partial q_r} w_{q_r} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.35)$$

Toplam Isı Transfer Katsayısı için Belirsizlik Analizi

$$h_t = \frac{q_t}{T_\zeta - T_s} \quad (2.36)$$

$$W_{h_t} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_t}{\partial q_t} w_{q_t} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_\zeta} w_{T_\zeta} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_t}{\partial T_s} w_{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.37)$$

Taşınım Isı Transfer Katsayısı için Belirsizlik Analizi

$$h_c = \frac{\dot{q}_c}{T_s - T_a} \quad (2.38)$$

$$W_{h_c} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_c}{\partial q_c} w_{q_c} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_a} w_{T_a} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_s} w_{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.39)$$

Işınım Isı Transfer Katsayısı için Belirsizlik Analizi

$$h_r = \frac{\dot{q}_r}{T_s - T_{AUST}} = \frac{\sigma \sum_{j=1}^n F_{\varepsilon_{s-j}} (T_s^4 - T_j^4)}{T_s - T_{AUST}} \quad (2.40)$$

$$W_{h_r} = \pm \left[\left(\frac{\partial h_r}{\partial q_r} w_{q_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_{aust}} w_{T_{aust}} \right)^2 + \left(\frac{\partial h_r}{\partial T_s} w_{T_s} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.41)$$

Deney tesisatında yapılan ölçümler sonucunda ihtiyaç duyulan parametreler yukarda verilen denklemlerde kullanılarak hata analiz bulguları belirlenmiş ve Tablo 2.12’de verilmiştir.

Tablo 2.12 Belirsizlik analiz bulguları

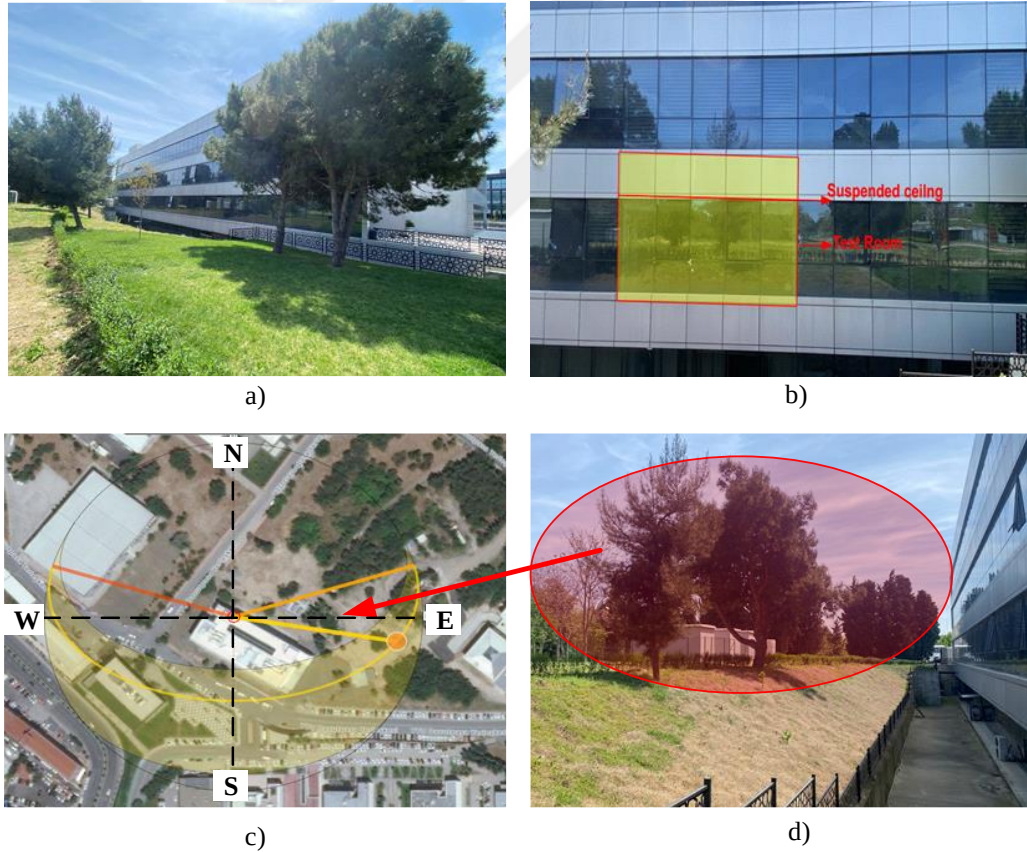
Parametre	Belirsizlik [%]
PMW	$\pm 11,05$
PPD	$\pm 8,86$
h_c	$\pm 5,66$
h_r	$\pm 0,16$
h_t	$\pm 2,57$
$\dot{q}_c$	$\pm 2,38$
$\dot{q}_r$	$\pm 1,86$
$\dot{q}_t$	$\pm 2,49$

BULGULAR VE TARTIŞMALAR

Deney odası ve ısı pompası grubunda yapılan testler iki soğutma ve iki ısıtma sezonunda yapılmıştır. Soğutma sezonu deneyleri Haziran ve Ağustos ayları arasında olurken ısıtma sezonu deneyleri Aralık-Nisan ayları arasında yapılmıştır. Yapılan testlerde, test odasında ısıl konfor değerlendirilmesi ve ısı transfer karakteristiği incelenmiş sonuçlar detaylı olarak yorumlanmıştır.

3.1 Soğutma Sezonu Deneyleri

Test odasının dış cephesinin kuzey doğu yönünde olması direk güneş ışınlamına sadece sabah 10'a kadar maruz kalmasına neden olmakta bu da sabah saatlerinde bina dış cephe sıcaklığının pik yapmasına sebep olmaktadır.



Şekil 3.1 Merkez laboratuvar genel görünüş (a), test odası dıştan görünüş (b), laboratuvar üzerindeki güneş hareketi (c), direk güneş ışığını engelleyen ağaçlar (d).

Şekil 3.1a ve 3.1b’de bina, test odasının dışarıdan nasıl görüldüğü resmedilirken, 25 Ağustos 2020 günü güneşin laboratuvar binası üzerindeki rotası Şekil 3.1c ‘de gösterilmiştir. Güneşin doğduğu tarafta yer alan çam ağaçları (Şekil 3.1d) sabah saatlerinde gelen direk güneş ışınlarının çoğunu oda içerisine ulaşmasına engel olmaktadır. Bu durum oda içerisindeki soğutma yükünde önemli ölçüde avantaj sağlamaktadır.

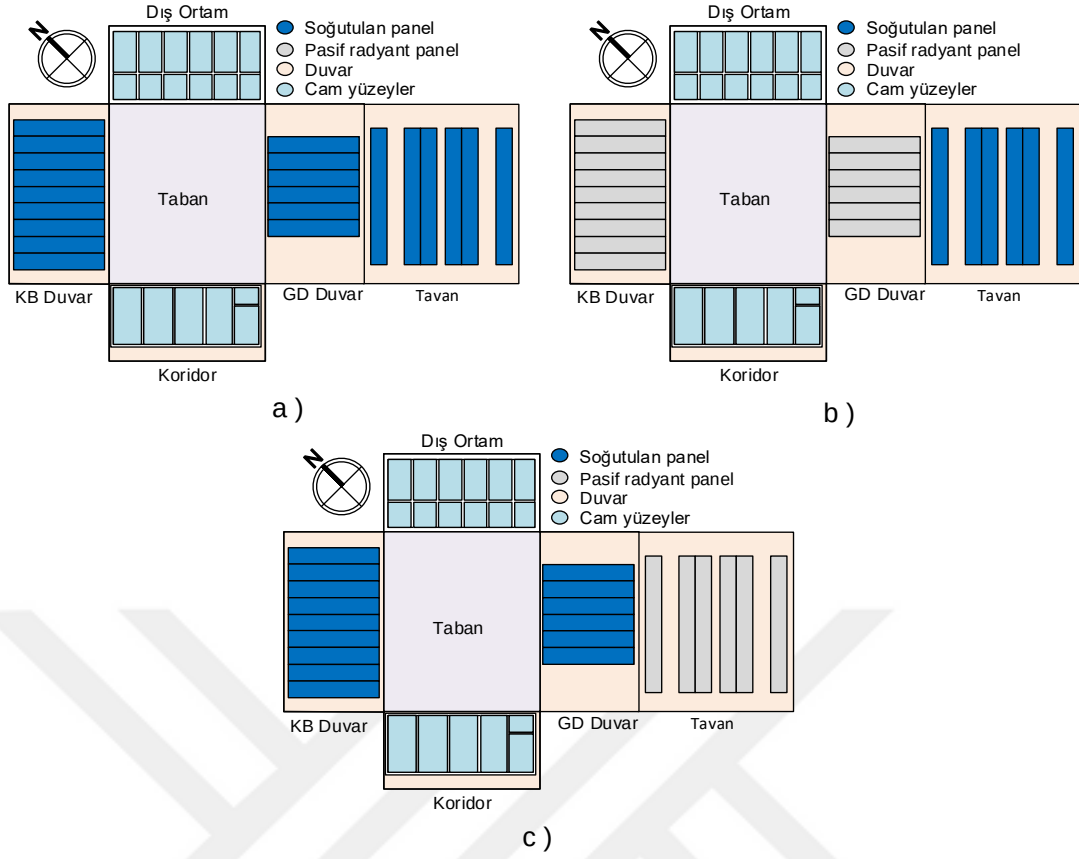
3.1.1 Duvar+Tavan, Tavan ve Duvar Radyant Panel Soğutma Durumları

İlk sezon soğutma deneyleri 20 Ağustos ile 8 Eylül arasında İstanbul Yıldız Teknik üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi’nde bulunan deney sisteminde yapılmıştır. Bu sezonda ısı konfor, iç ortam sıcaklık değişimleri, iç perdelerin konfora etkileri ve ısı pompası performansına yönelik deneyler yapılmıştır.

Tablo 3.2’de detayları verilen deneyler, 3 farklı senaryoda 9 günde tamamlanmıştır. Radyant soğutma deneyleri Şekil 3.2’de gösterildiği gibi 3 farklı panel konfigürasyonunda (Tavan +duvar, tavan ve duvar olmak üzere) 16 °C, 18 °C ve 20 °C panel dönüş sıcaklıkları ısı pompası kontrol ünitesinden set edilerek yapılmıştır. Dönüş sıcaklığı set edilirken yoğuşma sıcaklığından en az 1 °C yüksek olmasına dikkat edilmiştir. Radyant panellerdeki su sirkülasyonu frekans konvektörlü pompa ile yapılmış ve her durum için su debisi değişkenlik göstermiştir. Tablo 3.1’de görüldüğü gibi dış hava sıcaklıklarının bütün deneylerde 25-26 °C arasında istikrarlı değişkenlik göstermesi sonuçların karşılaştırılmasında büyük avantaj sağlamıştır.

Tablo 3.1 Çalışma senaryoları.

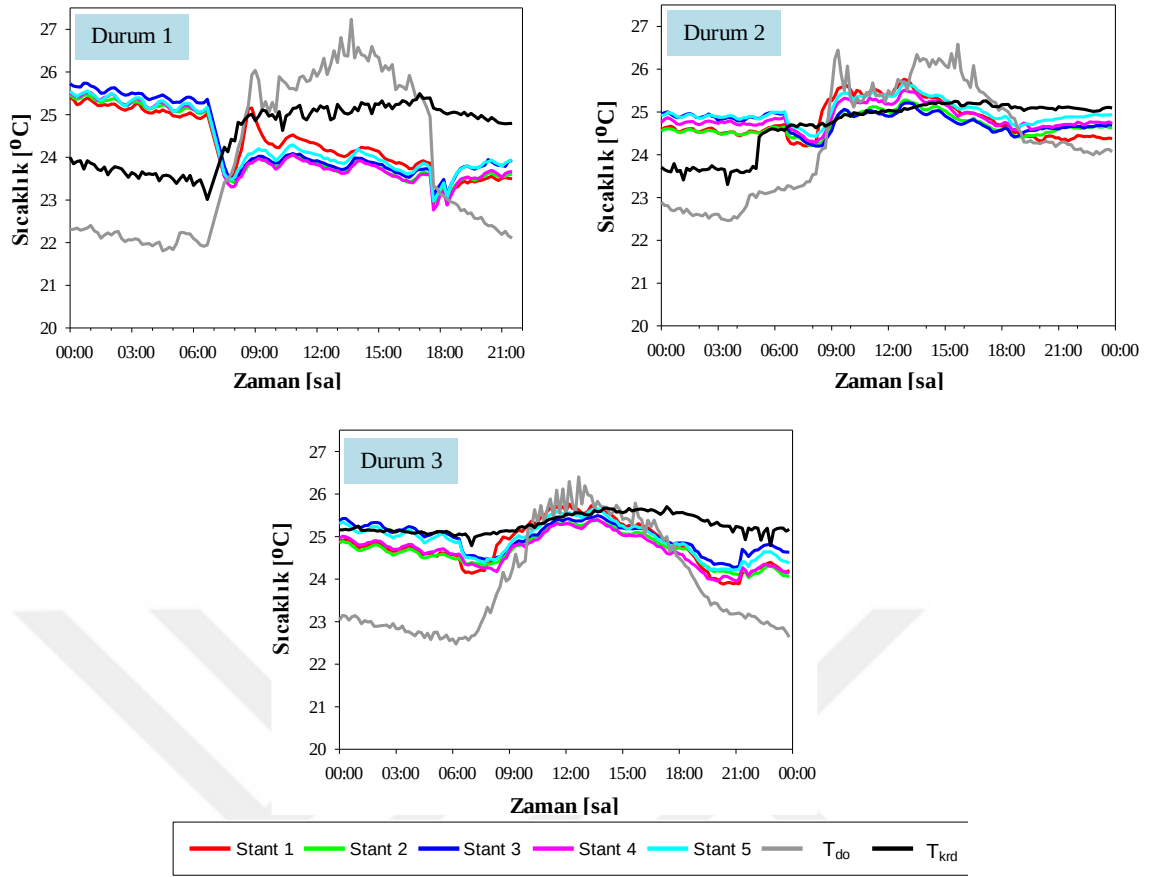
	Radyant sistem								
Durumlar	1 (Tavan+Duvar)			2 (Tavan)			3 (Duvar)		
Çalışma Aralığı	09.00-18.00			09.00-18.00			09.00-18.00		
$T_{bs}(^{\circ}\text{C})$	14	16	18	14	16	18	14	16	18
Tarih	Ağus. /25	Ağus. /26	Ağus. /27	Ağus. /29	Ağus. /30	Eyl. /1	Eyl. /2	Eyl. /3	Eyl. /4
$T_{ds}(^{\circ}\text{C})$	15,9	18,6	20,5	15,7	18,3	21	16,1	18,2	20,7
$T_{do}(^{\circ}\text{C})$	25,9	25,7	25,9	25,7	25,9	25,4	25,3	25,6	25,1
$\dot{Q}_s$ (m ³ /h)	0,57	0,58	0,58	0,71	0,72	0,71	0,79	0,8	0,8



Şekil 3.2 Tüm panel (a), tavan (b) ve duvar (c) radyant panel soğutma senaryoları.

3.1.1.1 Yatay sıcaklık Dağılımı

Ofis odasının tabanın alanının yaklaşık $52,5 \text{ m}^2$ olması ve karşılıklı 2 yüzeyinin cam olmasından dolayı içerideki yatay sıcaklıklarda ciddi farklar oluşmaktadır. Bundan dolayı bu tür büyük alanlardan, yatay sıcaklık farklarının konfor değerlendirmesi yapılırken dikkat edilmesi gereken bir parametredir. Oda içerisinde yatay sıcaklık farkları yerden 1,7 m yüksekliğinde (ortalama bir insanın ayakta baş mesafesi) odanın 5 farklı noktasında tavan+duvar soğutma (Durum 1), tavan soğutma (Durum 2) ve duvar soğutma (Durum 3) için Şekil 3,3’de incelenmiştir. Karşılaştırmanın yapıldığı günlerde ortalama dış hava sıcaklıkları üç durum (Tablo 3.1) için sırasıyla $25,9^\circ\text{C}$, $25,7^\circ\text{C}$, $25,4^\circ\text{C}$, $25,1^\circ\text{C}$ ve koridor tarafı ortalama sıcaklıkları ise $25,1^\circ\text{C}$, $25,1^\circ\text{C}$, $25,5^\circ\text{C}$ ve $25,4^\circ\text{C}$ ‘dir. Kolektör çıkışında ölçülen panel dönüş suyu sıcaklıkları sırasıyla $16,3^\circ\text{C}$, $15,1^\circ\text{C}$ ve $15,2^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür.

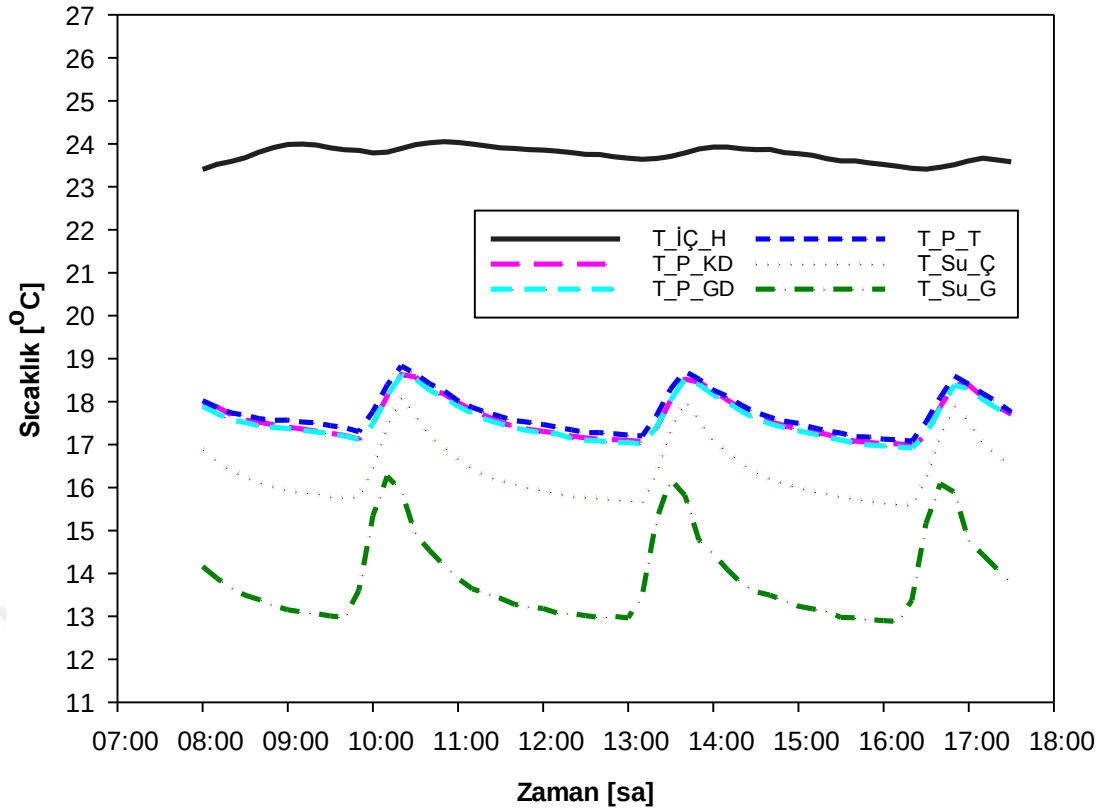


Şekil 3.3 Yatay hava sıcaklık dağılımları.

Test odası sabah 08.30-10.00 arasında direk güneş radyasyonuna maruz kaldığı için bu saatler arasında pencere kenarı ile odanın iç kısımları arasında ciddi farklılıklarına neden olmaktadır. Şekil 3.3 Senaryo 1 grafiğine bakıldığında pencere kenarındaki 1 numaralı stant ile duvar kenarındaki 4 numaralı stant arasında özellikle sabah saatlerinde 1.5 °C civarında sıcaklık farkları görülmektedir. Bu durum tavandan ve duvardan soğutma senaryolarında da 0.84 °C ve 0.62 °C olarak ölçülmüştür. Gün içerisindeki ortalama yatay sıcaklık farklarına baktığımızda radyant soğutma için sırasıyla 0.45 °C, 0.42 °C ve 0.32 °C değerleri görülmüştür.

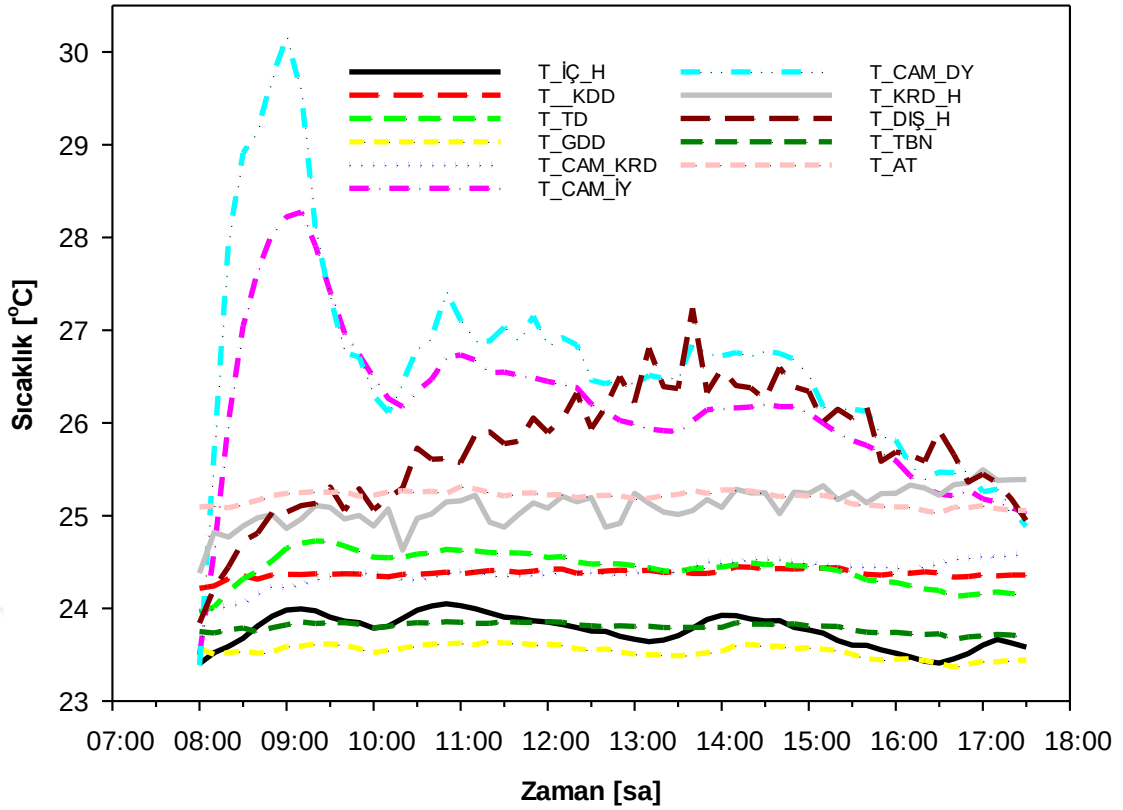
3.1.1.2 Yüzey Sıcaklık Dağılımları

Test odasının soğutulan ve soğutulmayan yüzey alanlarına yerleştirilen ısı çiftlerinin konumuna ikinci bölümde detaylı bir şekilde yer verilmişti. Yapılan deneyler sırasında bu yüzeylerin sıcaklık değişimleri ve odanın dış ve iç çevresindeki sıcaklık değişimleri Durum 1-3 için Şekil 3.3-8 arasında gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Durum 1 için panel yüzey ve su girişi-çıkışı sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.

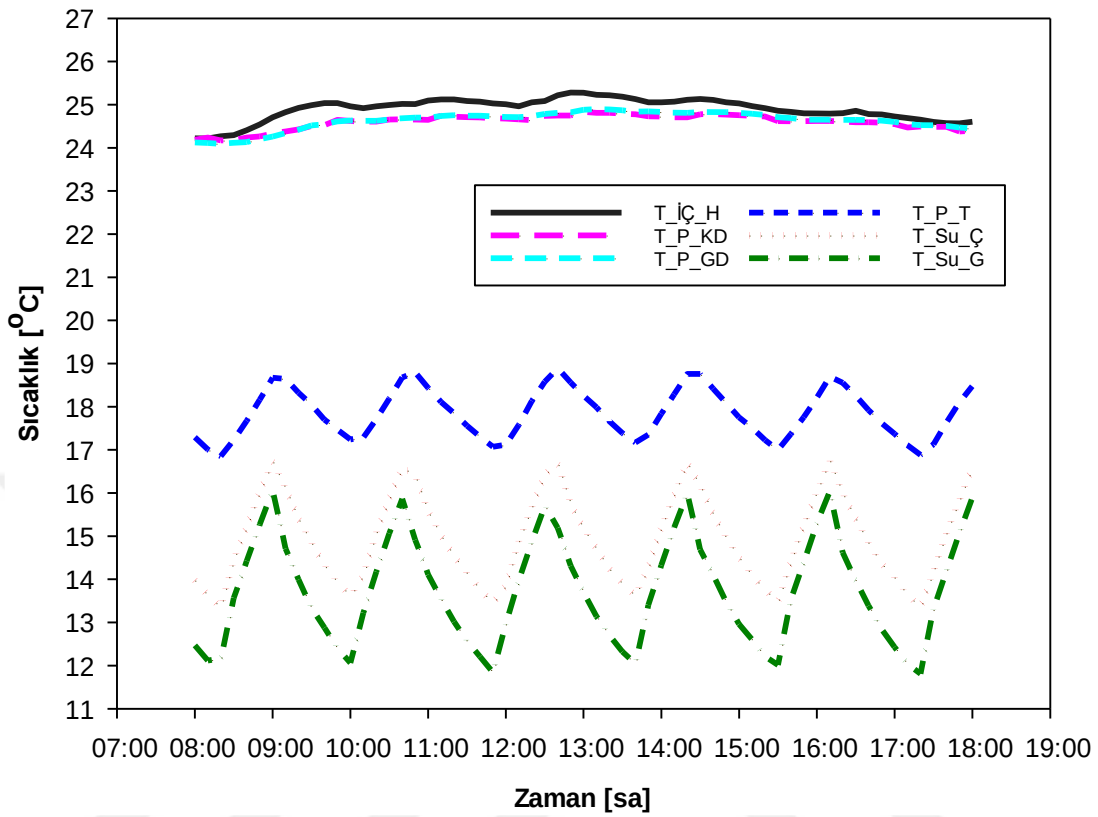
Şekil 3.4 ve Şekil 3.5 tüm yüzeylerin soğutulduğu (Durum 1) ve panel dönüş sıcaklığının 16 °C ye ayarlandığı deney sonuçları gösterilmiştir. İncelenen sıcaklık değişimleri oda merkezi 1,7 m hava sıcaklığı ($T_{İÇ_H}$), soğutulmayan KB ve GD duvarı ve tavan sıcaklıkları (sırasıyla T_{KBD} , T_{GDD} ve T_D), koridor tarafı cam sıcaklığı (T_{CAM_KRD}), dış pencere iç ve dış yüzey sıcaklığı ($T_{CAM_İY}$ ve T_{CAM_DY}) koridor ve dış ortam hava sıcaklığı (T_{KRD_HVE} $T_{DIŞ_H}$), ortalama zemin sıcaklığı (T_{TBN}) ve asma tavan arası sıcaklığıdır (T_{AT}). Şekil 3.4 soğutulan panellerin bulunduğu yüzeylerin sıcaklığı ve besleme suyu giriş ve çıkış sıcaklığının değişimleri incelenmiştir. Panel yüzey sıcaklıkları o yüzeyde bulunan tüm ısı çiftlerinin ortalama sıcaklığı olarak alınmıştır. Şekil 2.12’de görüldüğü üzere duvar panel yüzeylerinde beşer adet ve tavan panellerinde 3 adet ısı çifti bulunmaktadır. Panel yüzey sıcaklık değişimleri gün boyunca tüm yüzeylerde bir birine çok yakın değerlerde kaydedilmiştir. Ortalama yüzey sıcaklıkları duvarlarda 17,6 °C iken tavanda 17,7 °C olarak ölçülmüştür. Oda merkezindeki hava sıcaklığı 24 °C ile 23,4 °C arasında istikrarlı bir görüntü sergilemiştir. Isı pompası tarafından sağlanan su sıcaklık farkı ortalama olarak 2,5 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.5 Durum 1 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi.

Şekil 3.5’de soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimleri ofis saatlerinde tüm panel soğutma durumu için verilmiştir. Ölçüm alınan günde ortalama hava sıcaklığı 26,9 °C olurken, sabah saatlerinde dış cephenin direkt güneş ışınlarına maruz kaldığı pencerenin iç ve dış yüzey sıcaklıklarında önemli sayılabilecek değerlere ulaştığı görülmüştür. İç ve dış cam yüzeyleri ile odanın orta noktasındaki hava sıcaklığı arasında sırasıyla 4,3 °C ve 6,2 °C kadar farklar görülmüştür. Bu sıcaklıklardan kaynaklı ısı hisler konfor başlığı altında detaylı olarak değerlendirilecektir. Asma tavan içerisindeki hava sıcaklık değişimi 25 °C civarında stabil olarak ölçülmüştür. Koridor bölgesinin yaz aylarında şartlandırılması ve odanın dış kapıya yakın konumda olmasından dolayı, bu bölgedeki sıcaklık bir miktar yüksek ve küçük dalgalanmalara neden olmaktadır. Soğutulmayan yüzey sıcaklıkları incelendiğinde GD duvarında ölçülen sıcaklığın KB ve tavan yüzey sıcaklığına göre oldukça düşük çıktığı görülmüştür. Bunun nedeni, GD duvarındaki ısı çiftin koridora yakın konumlanması olarak gösterilebilir (Şekil 2.12). Taban sıcaklık ölçümleri dış pencereye 1 m ve odanın

merkezinde olmak üzere 2 noktadan alınmıştır. Bu yüzeydeki sıcaklık değişimi de 23 °C ile 24 °C arasında ölçülmüştür.

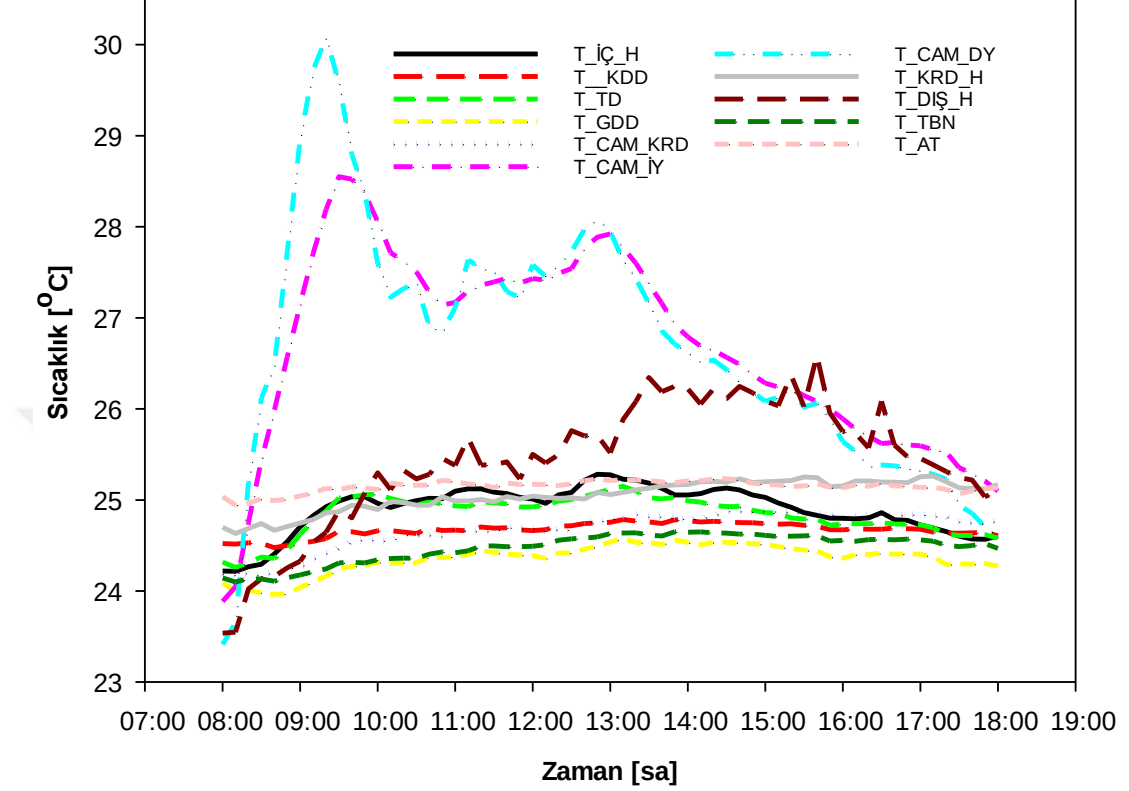


Şekil 3.6 Durum 2 panel yüzey sıcaklığı ve su giriş-çıkış sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.

Şekil 3.6 ve Şekil 3.7 tüm tavan panellerin soğutulduğu (Durum 2) ve panel dönüş sıcaklığının 16 °C ye ayarlandığı deney sonuçları gösterilmiştir. Tüm panel yüzeylerinin soğutulduğu duruma benzer parametre değişimleri analiz edilmiştir. Şekil 3.6 ‘da görüldüğü üzere duvar panelleri kolektörden kapatılarak sadece tavan panellerinde su sirkülasyonu gerçekleştirilmiştir. Soğutulan tavan panel yüzey sıcaklıkları 2 °C salınımla ortalama 17,8 °C olarak ölçülmüştür. Soğutulmayan duvar panelleri iç hava sıcaklığına yakın olarak 24 °C ile 25 °C arasında değişiklik göstermiştir. Isı pompası tarafından sağlanan su sıcaklık farkı ortalama olarak 1,3 °C olarak ölçülmüştür.

Şekil 3.7’de soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimleri ofis saatlerinde tavan soğutma durumu için verilmiştir. Ölçüm alınan günde ortalama hava sıcaklığı 25,7 °C olurken, sabah saatlerinde dış cephe direkt güneş ışınlarına maruz kaldığı için pencerenin iç ve dış yüzey sıcaklıklarında

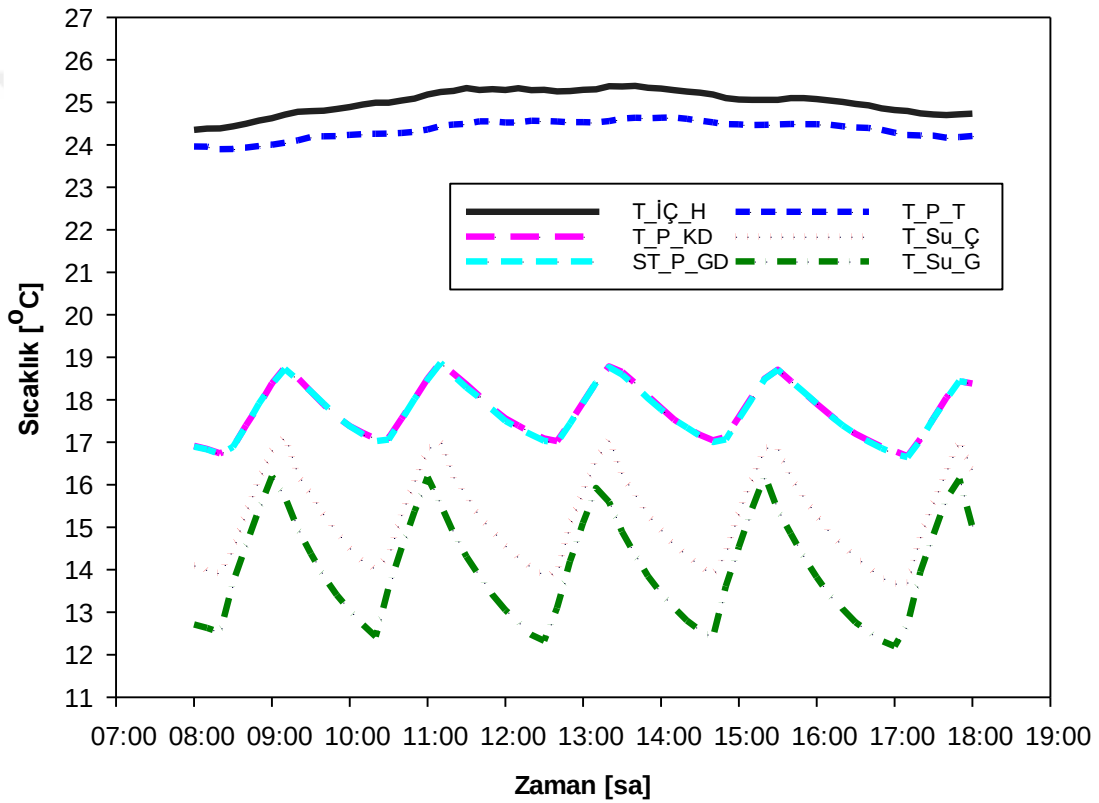
Durum 1'e benzer şekilde önemli sayılabilecek değerler ölçülmüştür. İç ve dış cam yüzeyleri ile odanın orta noktasındaki hava sıcak farkı sırasıyla 3,5 °C ve 5,2 °C değerlere kadar çıkabilmektedir.



Şekil 3.7 Durum 2 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi

Asma tavan içerisindeki hava sıcaklık değişimi Durum 1'e benzer şekilde 25 °C civarında stabil olarak ölçülmüştür. Koridor bölgesinin yaz aylarında şartlandırılması ve odanın dış kapıya yakın konumda olmasından dolayı, bu bölgedeki sıcaklık bir miktar yüksek ve küçük dalgalanmalara neden olmaktadır. Soğutulmayan yüzey sıcaklıkları incelendiğinde GD duvarında ölçülen sıcaklığın KB ve tavan yüzey sıcaklığına göre oldukça düşük çıktığı görülmüştür. Bunun nedeni, GD duvarındaki ısı çiftin koridora yakın konumlanması olarak gösterilebilir (Şekil 2.12). Taban sıcaklık ölçümleri dış pencereye 1 m ve odanın merkezinde olmak üzere 2 noktadan alınmıştır. Bu yüzeydeki sıcaklık değişimi Durum 1'den ortalama 0,8 °C daha yüksek olduğu görülmüş ve 25 °C ile 25,3 °C arasında ölçülmüştür.

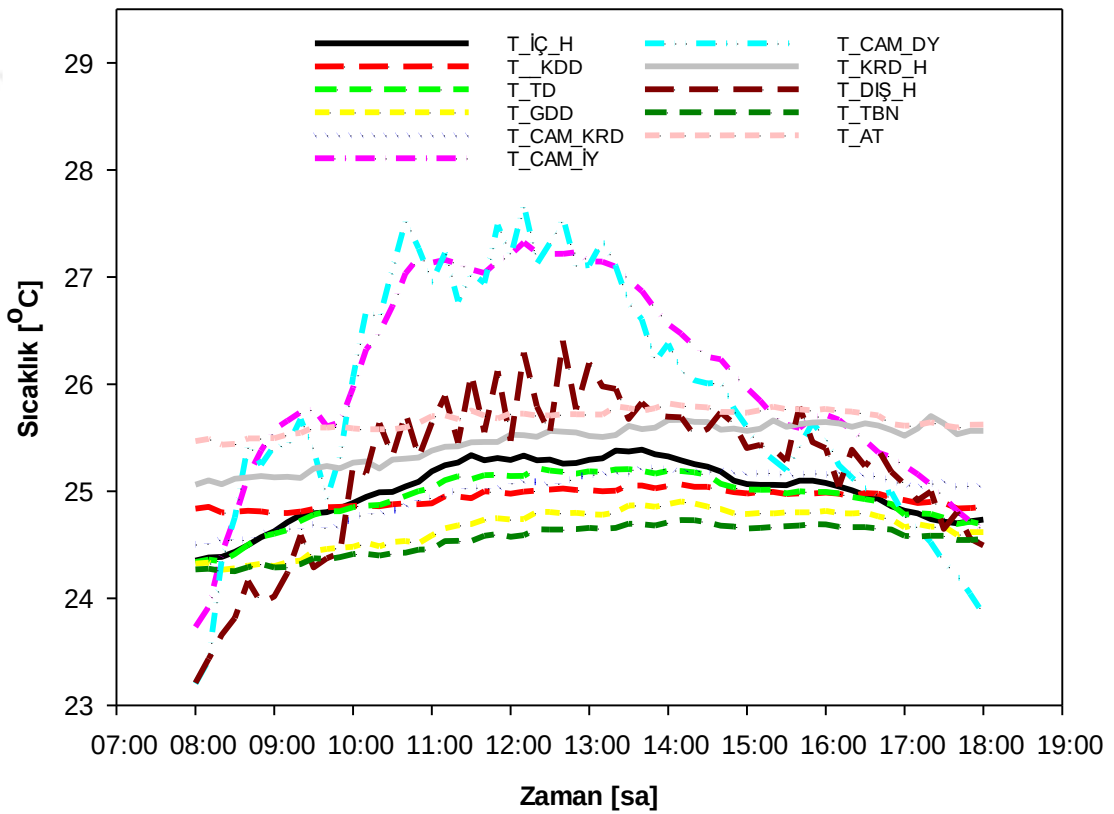
Son olarak Şekil 3.8 ve Şekil 3.9 duvar yüzeylerin soğutulduğu ve panel dönüş sıcaklığının 16 °C ye ayarlandığı deney sonuçları gösterilmiştir. Bu senaryoda kolektör üzerindeki kontrol vanalarından tavan panellerine giden hatlar kapatılarak su akışı sadece KB ve GD panellerine yapılmıştır. Soğutulan iki duvar panel yüzey sıcaklıkları da 2,2 °C salınımla ortalama 17,7 °C olarak ölçülmüştür. Soğutulmayan tavan panelleri iç hava sıcaklığına yakın olarak 23,5 °C ile 24,5 °C arasında değişiklik göstermiştir. Isı pompası tarafından sağlanan su sıcaklık farkı ortalama olarak 1,3 °C olarak ölçülmüştür. Panel giriş-çıkış su sıcaklık salınımları 3,5 °C'lere kadar çıktığı görülmüştür.



Şekil 3.8 Durum 2 panel yüzey ve su giriş-çıkış sıcaklıklarının ofis saatlerindeki değişimi.

Şekil 3.9'de soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimleri ofis saatlerinde duvar soğutma durumu için verilmiştir. Ölçüm alınan günde ortalama dış hava sıcaklığı 25,3 °C olurken, ölçüm alınan gün havanın bulutlu olmasından kaynaklı pencere iç ve dış yüzey sıcaklıklarında bir önceki durumlar gibi bir yükselme görülmemiştir. Bu da sabah saatlerinde iç ortam sıcaklık ve konfor açısından önemli farkların ortaya çıkmasını sağlamıştır. Dış ortam sıcaklığında saat 10.00'a kadar iç ortam sıcaklığının altında kaldığı net bir

şekilde görülebilmektedir. Asma tavan içerisindeki hava sıcaklık değişimi stabil olmakla beraber, Durum 1 ve Durum 2'nin aksine sıcaklık değerleri beklenildiği gibi daha yüksek ve 26 °C değerlerine yaklaştığı görülmüştür. Koridor tarafında diğer durumlara benzer hava sıcaklıkları gözlemlenmiştir. Soğutulmayan yüzey sıcaklıkları incelendiğinde GD duvarında ölçülen sıcaklığın KB ve tavan yüzey sıcaklığına göre oldukça düşük çıktığı görülmüştür. Fakat taban sıcaklığının diğer durumlara göre daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun nedeni de sabah saatlerinde odanın direkt güneş ışınımına maruz kalmaması olarak değerlendirilmektedir.

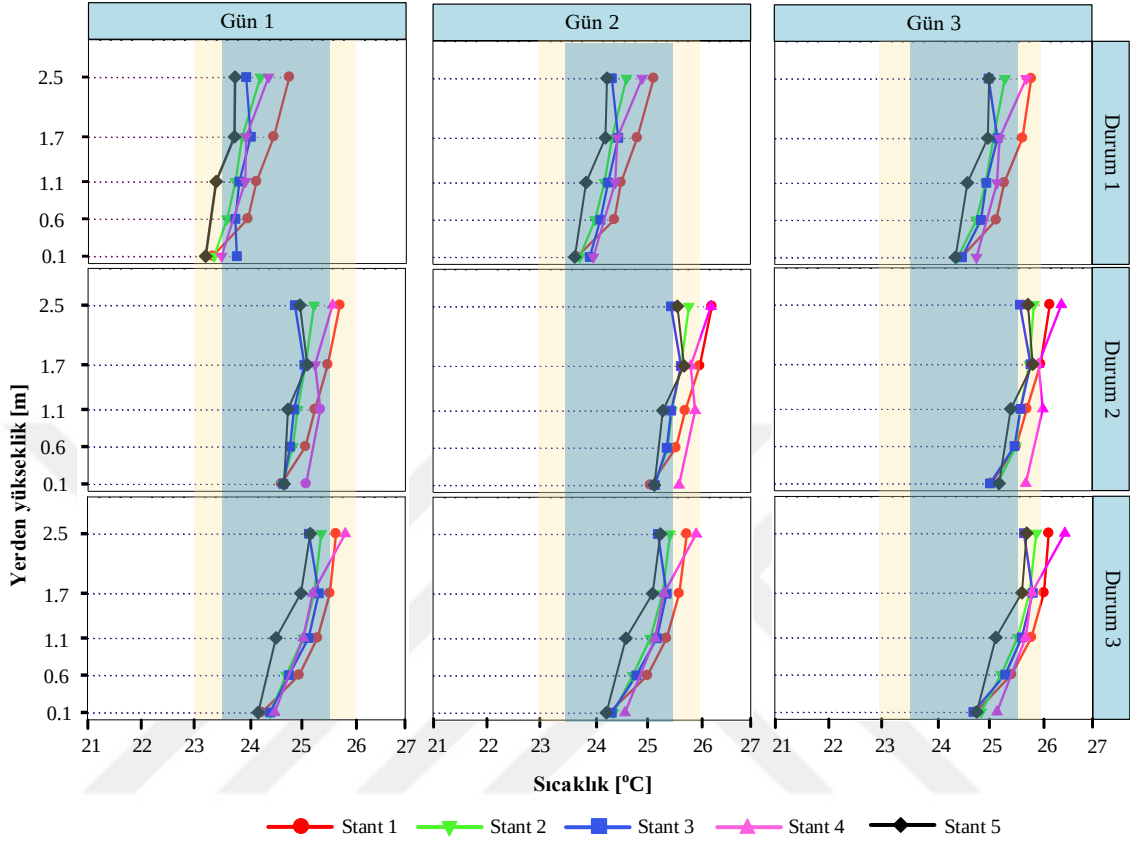


Şekil 3.9 Durum 3 için soğutulmayan yüzey sıcaklıkları ve tüm ortamların hava sıcaklık ölçüm değişimlerinin zamana göre değişimi.

3.1.1.3 Düşey Yönlü Sıcaklık Değişimi

Ofis içerisinde düşey sıcaklık dağılımını incelemek için test odasının Şekil 2.12 ve 2.14'de gösteriliği üzere 5 farklı noktasına düşey yönde ısı çiftleri yerleştirilmiştir. Isıl çiftler Stantlar 1,2 ve 3 te 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m 1,7 m ve 2,5 m (ayak bileği, diz kapağı, el bileği, baş otururken, baş ayakta ve tavandan 0,3m aşağıda) aralıklarla yerleştirilirken duvar kenarında yer alan 3 ve 4 numaralı Stantlara 0,1 m, 1,1 m,

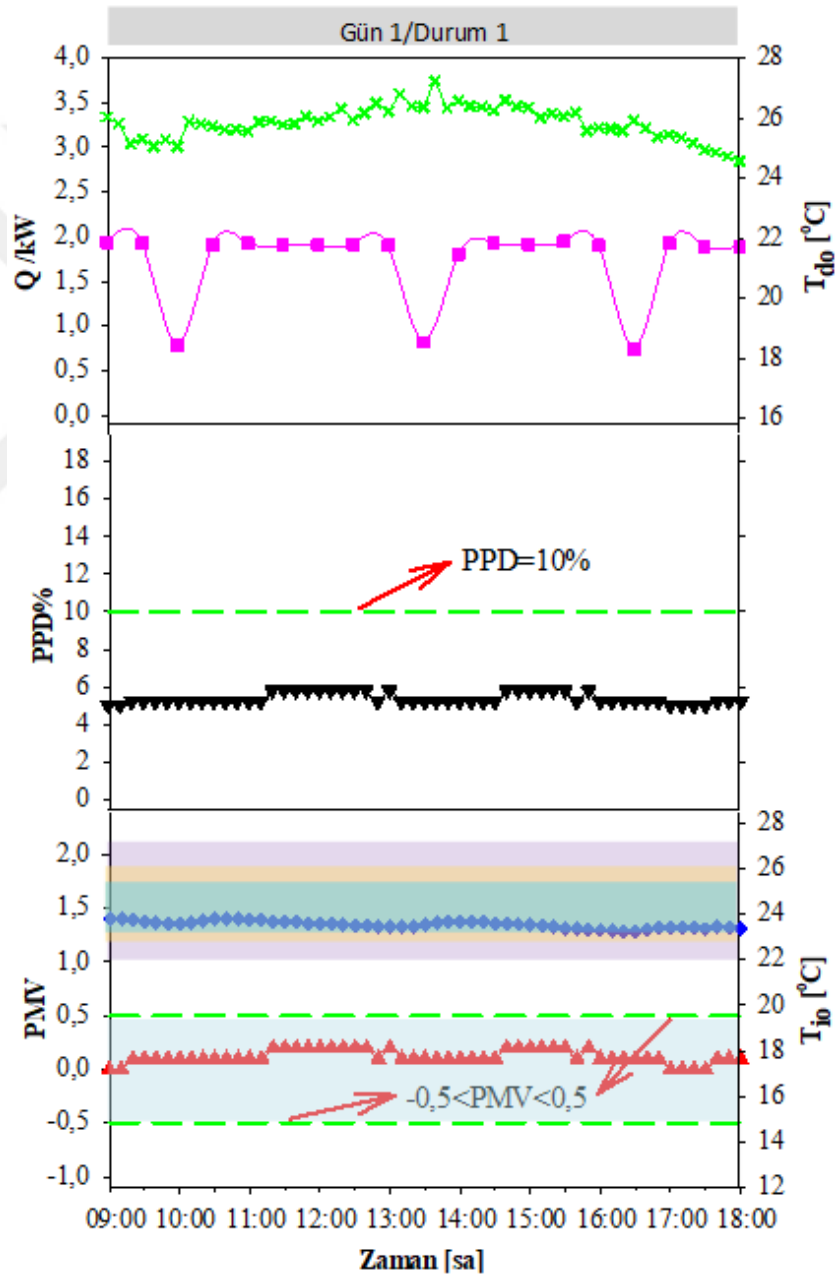
1,7 m ve 2,5 m aralıklarla yerleştirilmiştir. Düşey yönlü sıcaklık dağılımı 3 farklı durum (duvar+tavan soğutma, tavan soğutma ve duvar soğutma) için incelenmiş ve Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10 Test odasının farklı noktalarında düşey sıcaklık farklarının üç durum ve üç farklı gün için gösterimi.

Düşey yönlü sıcaklık dağılımı ISO 7730 konfor standardına göre değerlendirilmiştir. Bu standarda göre ayak bileği (0,1 m) ile ayakta baş mesafesi (1,7 m) arasındaki hava sıcaklık farkının A, B ve C kategorisine göre sırayla 3 °C, 5 °C ve 10 °C'leri geçmemesi önerilmektedir. Bütün radyant soğutma durumları ve günleri incelendiğinde düşey yönlü sıcaklık dağılımları ilgili standarda göre oldukça iyi performans gösterdiği açıkça görülmektedir. Düşey hava sıcaklık farkları pencere yanında yer alan Stant 1'de en fazla, Stant 3'de en az olduğu diğer stantlarda da birbirine yakın olduğu görülmektedir. Bunun nedeni Stant 1'in güneş radyasyonunun etkisinde olması, Stant 3'ün koridordaki sıcaklık değişiminin stabil olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Ayak bileği ile baş mesafesi arasında en büyük sıcaklık farkları 1,3 °C, 1,15 °C ve 0,9 °C ile sırasıyla Durum 3, Durum 1 ve Durum 2' de Stant 1'de gerçekleşmiştir. Solar radyasyon etkilerinin

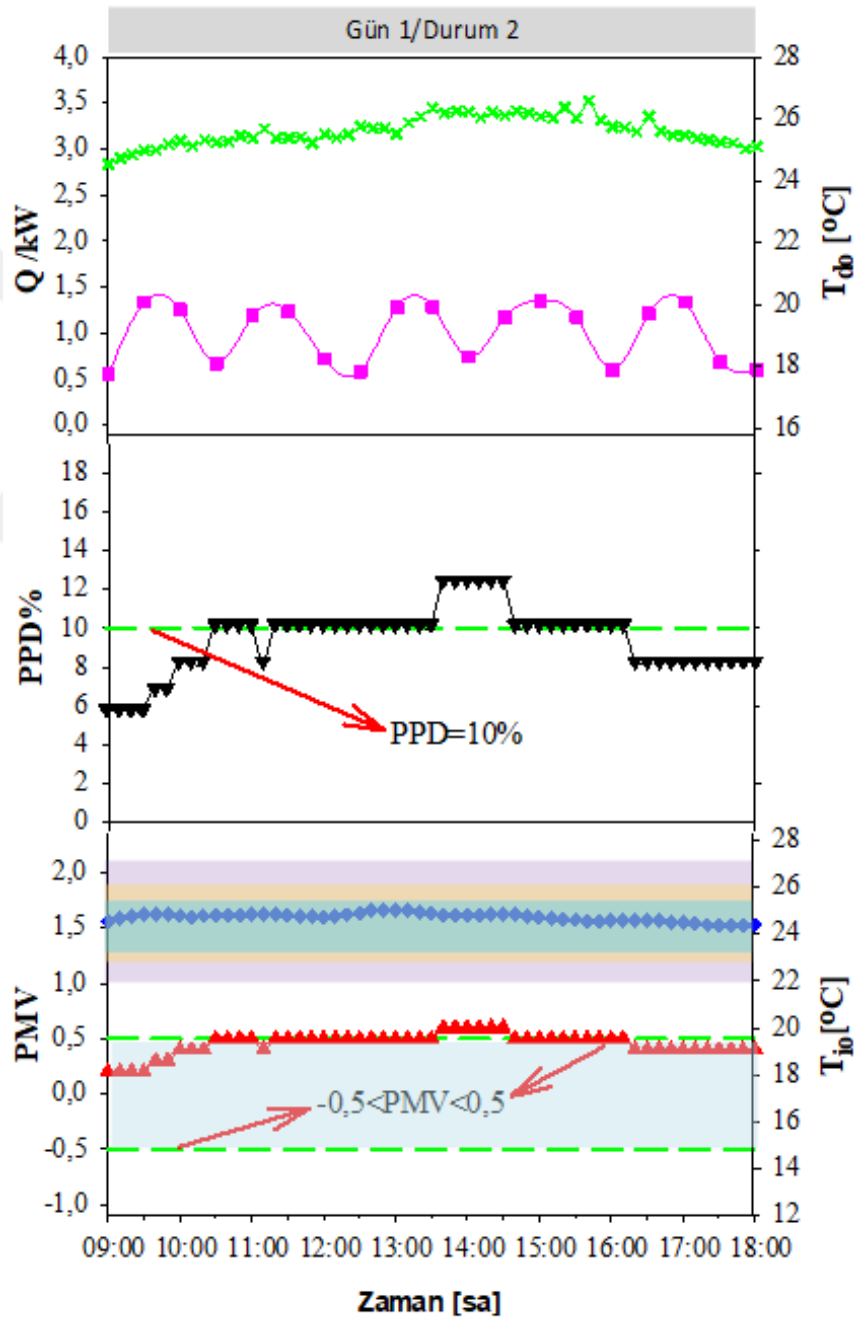
en az olduğu koridor tarafında sıcaklık farkı 0,25 °C ile Stant 3'te gerçekleştiği görülmüştür. Bütün soğutma durumlarında panel su sıcaklıklarının düşey sıcaklık farklarına bir etkisinin olmadığı görülmektedir. Aynı soğutma yüzey alanına sahip tavan ve duvar soğutma (Durum 2 ve Durum 3) karşılaştırıldığında ikisinin de konfor kriterlerine uymasına rağmen, düşey sıcaklık farkının tavan soğutmada beklenildiği gibi daha az olduğu görülmüştür. Buradaki düşey yönde hava sıcaklık farkları çok küçük değerler olduğundan dolayı bundan kaynaklı doğrudan memnuniyetsizlik yüzdesi için yapılan hesaplamalar grafiğe dökülmemiştir.



Şekil 3.11 Durum 1 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin gösterimi.

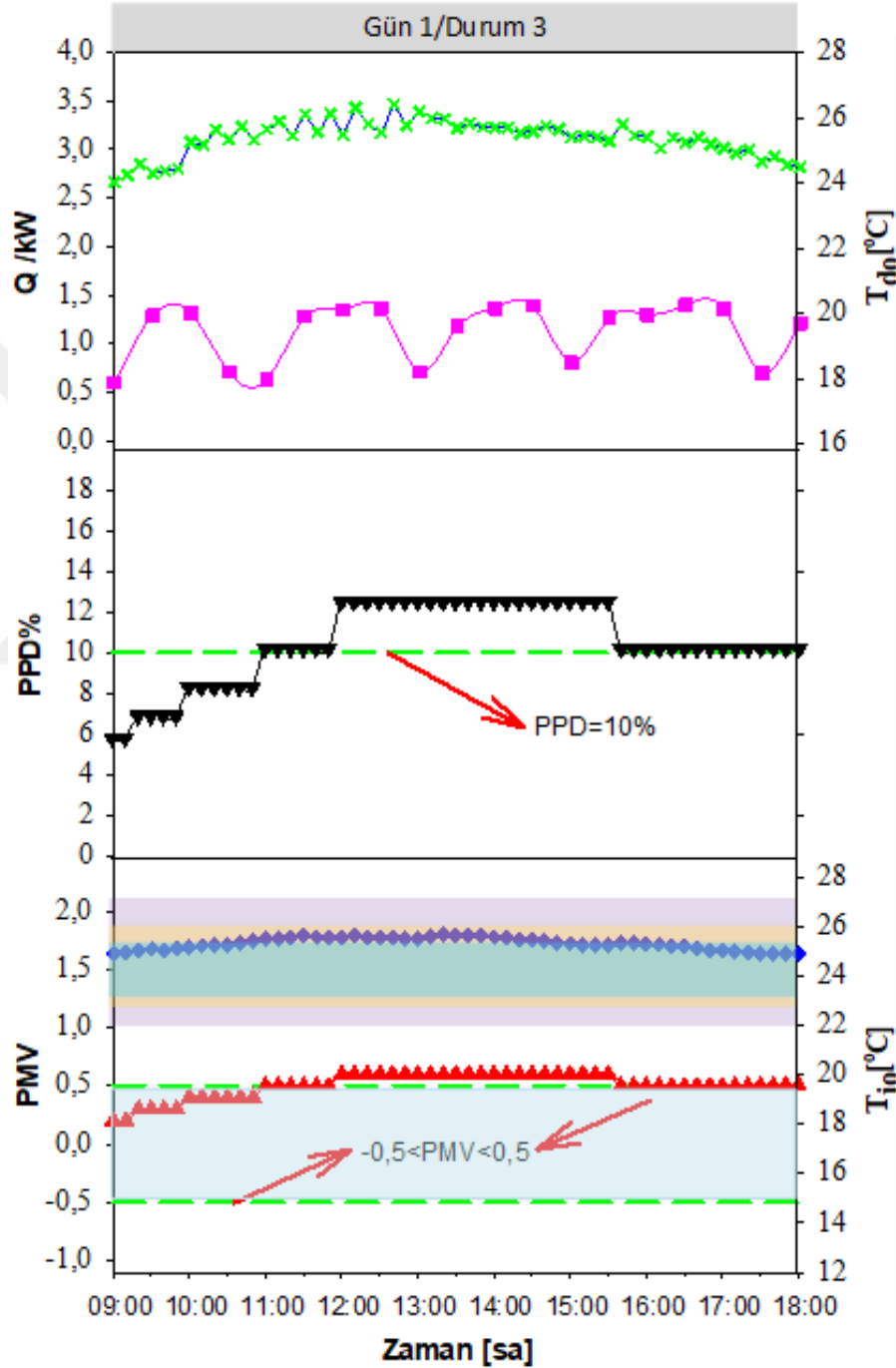
3.1.1.4 Isıl Konfor

Test içerisinde arzu edilen konfor seviyesi yaz sezonunda $0,077 \text{ m}^2\text{K/W}$ / $0,5 \text{ clo}$ yazlık kıyafet ve 70 W/m^2 / $\text{met}=1,2$ oturarak, hafif etkinlik için ISO 7730 standardı A, B ve C kategorisine göre değerlendirilmiştir. Çalışma sıcaklıklarının da A, B ve C kategorisine göre $24,5 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$, $24,5 \pm 1,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $24,5 \pm 2,5 \text{ }^\circ\text{C}$ aralığında önerilmektedir. Yapılan konfor ölçümler odanın merkezinde yerden $1,1 \text{ m}$ yüksekliğinde gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.12 Durum 2 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin gösterimi.

Şekil 4.11-4.13’de PMW, PPD iç ortam çalışma sıcaklığı ile enerji tüketiminin dış hava sıcaklığına göre değişimi 3 farklı panel konfigürasyonunun ilk gün deneyleri için gösterilmektedir. Dış hava sıcaklıkları sırasıyla Durum 1,2 ve 3 için 25,9, 25,7, 25,3 olarak ölçülmüştür. Yapılan deneylerde panel yüzeylerinde herhangi bir yoğuşma gözlemlenmemiştir.



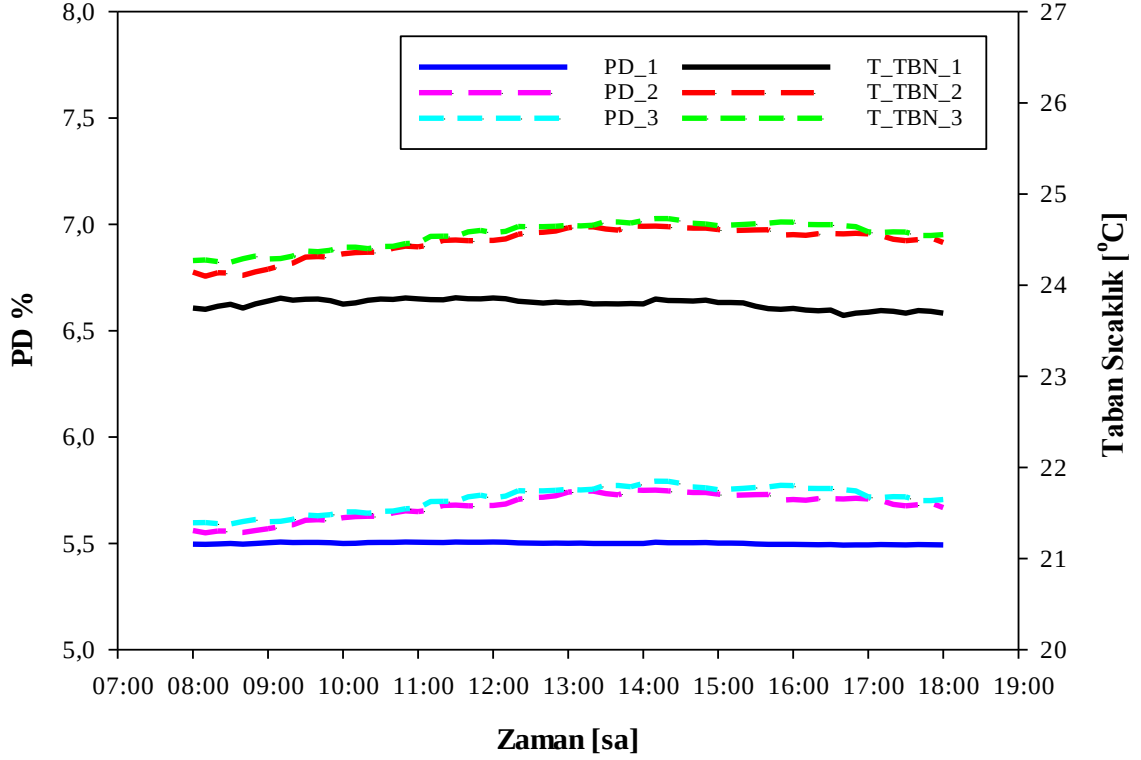
Şekil 3.13 Durum 3 için PMV, PPD ve enerji tüketim değerlerinin karşılaştırılması.

Bu şartlar altında Şekil 3.11 Durum 1 için ISO 7730 kategori A, B ve C konfor koşulları ortalama 0,12 PMV ve % 5,3 PPD ile sağlanmış, ortalama 1,7 kW enerji tüketimi olduğu görülmüştür. Konfor değerlerinin ortalama olarak ilgili standardın A kategorisine uymasının yanında, gün boyunca bu değerlerin korunduğu görülmektedir. Çalışma sıcaklığının da çalışma saatleri içerisinde küçük salınımlarla $24,5 \pm 1$ °C aralığında değiştiği görülmektedir.

Durum 2 konfor parametreleri incelendiğinde, ortalama 1 kW enerji tüketimi ile 0,45 PMV ve %9,5 PPD değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Özellikle 10.30 ile 16.00 saatleri arasında dış ortam hava sıcaklığının yükselmesiyle PMV ve PPD değerleri ISO 7730 kategori B'den çıkıp kategori C'ye geçmiştir. Ancak test odası içerisindeki çalışma sıcaklığı $24,5 \pm 1$ arasında kalarak kategori A sağlanmıştır. Test odasında sıcaklık kontrolünün sadece sıcaklığa bağlı kalması içerdeki konforu tam anlamıyla sağlanamayacağı söylenebilir.

Durum 3 duvar soğutma konfor parametreleri incelendiğinde ise, ortalama 1,1 kW enerji tüketimi ile 0,5 PMV ve %10,5 PPD değerlerine ulaşıldığı görülmektedir. Tavan soğutmaya benzer şekilde 10.30 ile 16.00 saatleri arasında dış ortam hava sıcaklığının yükselmesiyle PMV ve PPD değerleri ISO 7730 kategori B'den çıkıp kategori C'ye geçmiştir. Test odası iç çalışma sıcaklığı Durum 1 ve Durum 2'den farklı olarak günün büyük bir bölümünde sadece ISO 7730 kategori B kategorisini sağlayabildiği görülmüştür.

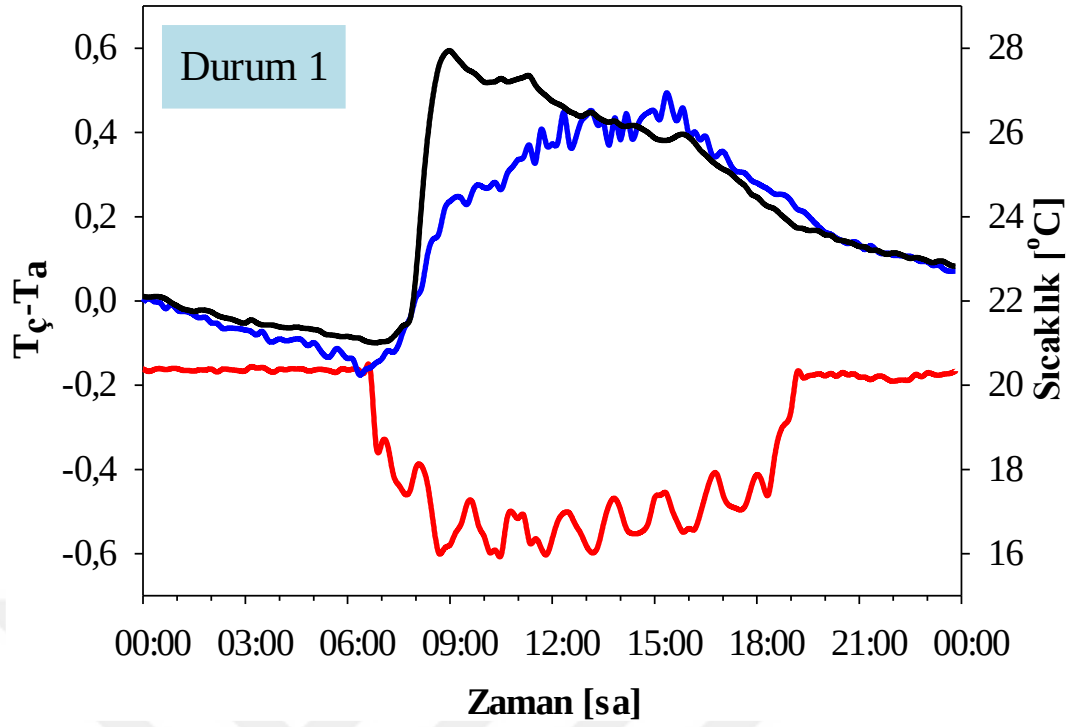
Zemin yüzey sıcaklığından kaynaklı ayaklarda hissedilen konforsuzluk durumu Şekil 3.14'de farklı soğutma durumlarına göre gösterilmiştir. ISO 7730 standardına göre zeminden kaynaklı konforsuzluk değerinin %15'den küçük olması beklenmektedir. Şekil 3.14'e bakıldığında bütün soğutma durumlarında zemin yüzey sıcaklığından kaynaklı konforsuzluk ilgili standardın oldukça altında kaydedilmiştir. Özellikle tüm panellerin soğutulduğu Durum 1'de zemin sıcaklığı ve konforsuzluk dış hava sıcaklığı dalgalanmalarından neredeyse hiç etkilenmediği görülmüştür. Buna karşılık Tavan ve Duvar soğutma durumlarında ilgili standartlardaki konfor sağlanmasına rağmen öğle saatlerindeki soğutma yükünün artmasından dolayı zemin sıcaklığındaki küçük sıcaklık artışına neden olmuştur.



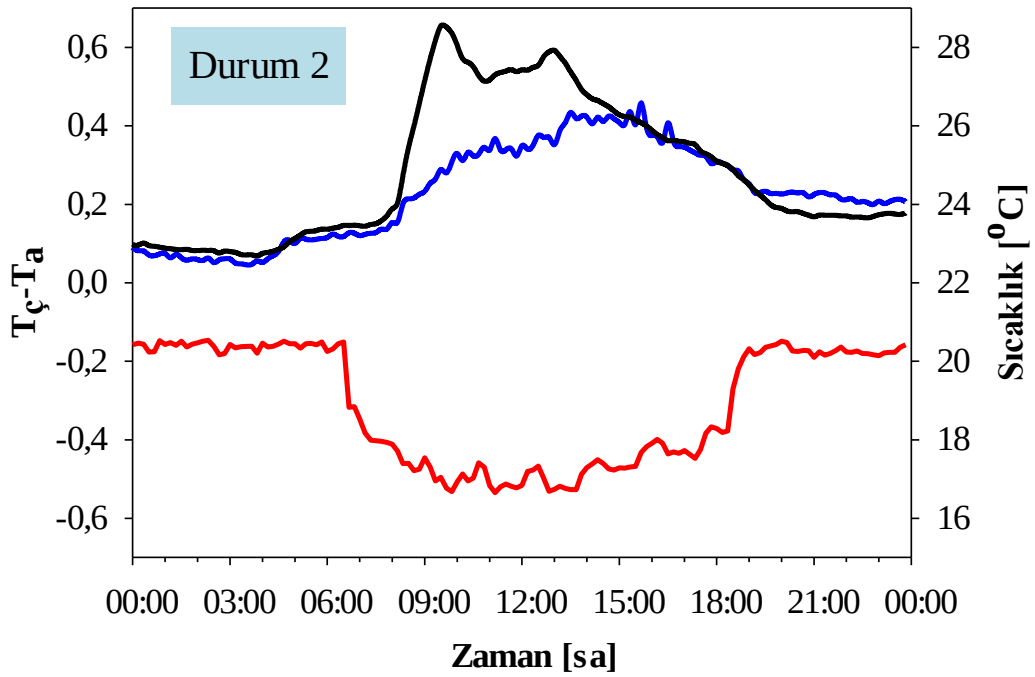
Şekil 3.14 Zemin yüzey sıcaklığından kaynaklı yerel ısıl konforsuzluk.

4.1.1.5 İç Ortam Hava ve Çalışma Sıcaklık Kontrolü

Çalışma ve hava sıcaklığına dayalı termostat kontrolünün klima ve radyant sistemler üzerindeki etkileri birçok akademik yayında incelenmiştir [64,84-87]. Şekil 3.15, Şekil 3.16 ve Şekil 3.17 'da çalışma sıcaklığı oda sıcaklık farkının ($T_{\text{ç}} - T_{\text{a}}$) 3 farklı durum için ilk gün deneyleri gösterilmiştir. Işınım sıcaklıklarının etkin olduğu Durum 1-3'te beklenildiği gibi ($T_{\text{ç}} - T_{\text{a}}$) eksi değer olarak kaydedilmiştir. Radyant panel soğutma grafikleri incelendiğinde sıcaklık farkının maksimum 0,6 °C olduğu görülürken, özellikle dış hava sıcaklığına bağlı olarak soğutma yükünün yüksek olduğu anlarda ($T_{\text{ç}} - T_{\text{a}}$) farkının daha yüksek olduğu Durum 1 ve Durum 3 de net olarak anlaşılmaktadır. Soğutma yükünün kısmen düşük olduğu Durum 2 incelendiğinde, sıcaklık farkının ortalama 0,4 °C olduğu görülmektedir. Jia ve arkadaşları [88] yaptıkları düşük yükteki (30 W/m²) radyant tavan panel ve termal aktif radyant uygulamasında ($T_{\text{ç}} - T_{\text{a}}$) farkını sırası ile 0,6 °C ve 0,2 °C değerlerini bulmuşlardır. Sıcaklık farkını düşük bulduğu radyant tavan panel soğutma uygulaması için çalışma sıcaklığı yerine daha basit ve düşük maliyete sahip olan hava sıcaklık kontrollü geleneksel sistemleri önermişlerdir.

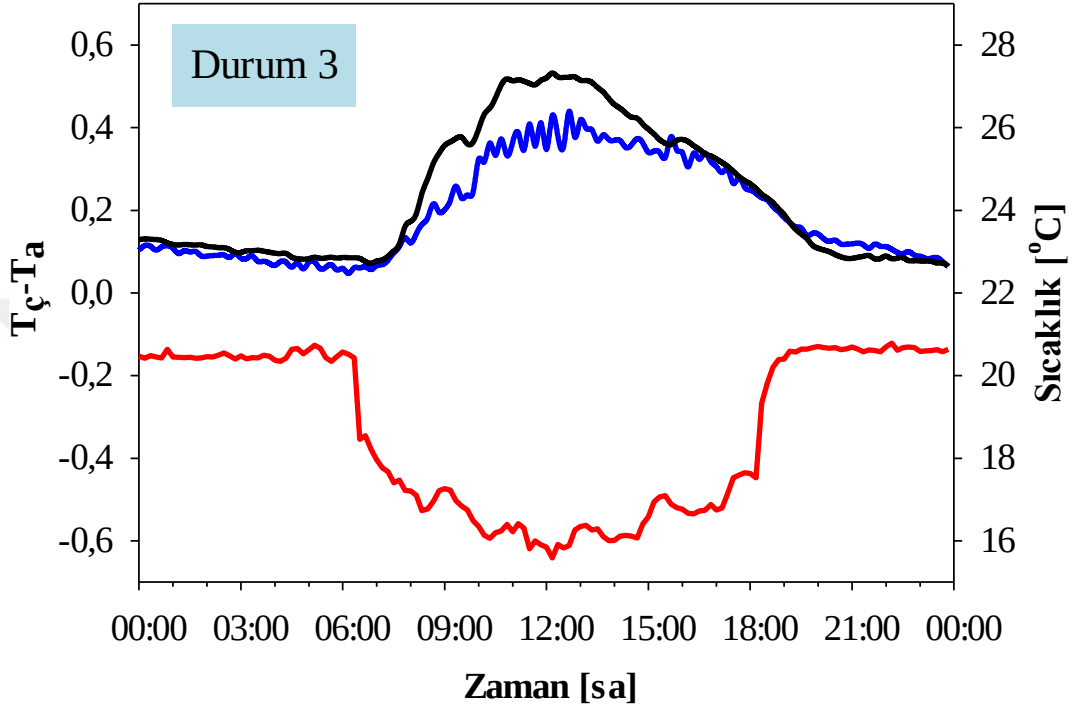


Şekil 3.15 Durum 1 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark. Bu çalışmada istenen konfor değerlerine ulaşmak için ($55-65 \text{ W/m}^2$) arasında yüklere çıkmıştır. Yüksek yükler söz konusu olduğunda ($T_{\text{ç}}-T_{\text{a}}$) farkının yüksek çıktığı ve bunun hava sıcaklık kontrollü sistemlerin kullanılmasını olanaksız kıldığı görülmüştür.



Şekil 3.16 Durum 2 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark.

Bu tür sistemlerin rejime gelme uzun sürelerle ihtiyaç duyduğu için geleneksel yöntem olan hava sıcaklık kontrollü sistemlerle yapılamamaktadır. Bunun yerine daha gelişmiş kontrol stratejileri olan radyant ve çalışma sıcaklığına dayalı tahmine dayalı kontrol modeli, (MPC), PMV ve hava sıcaklık tahminine dayalı yük tahmini modelleri kullanılmaktadır [89].

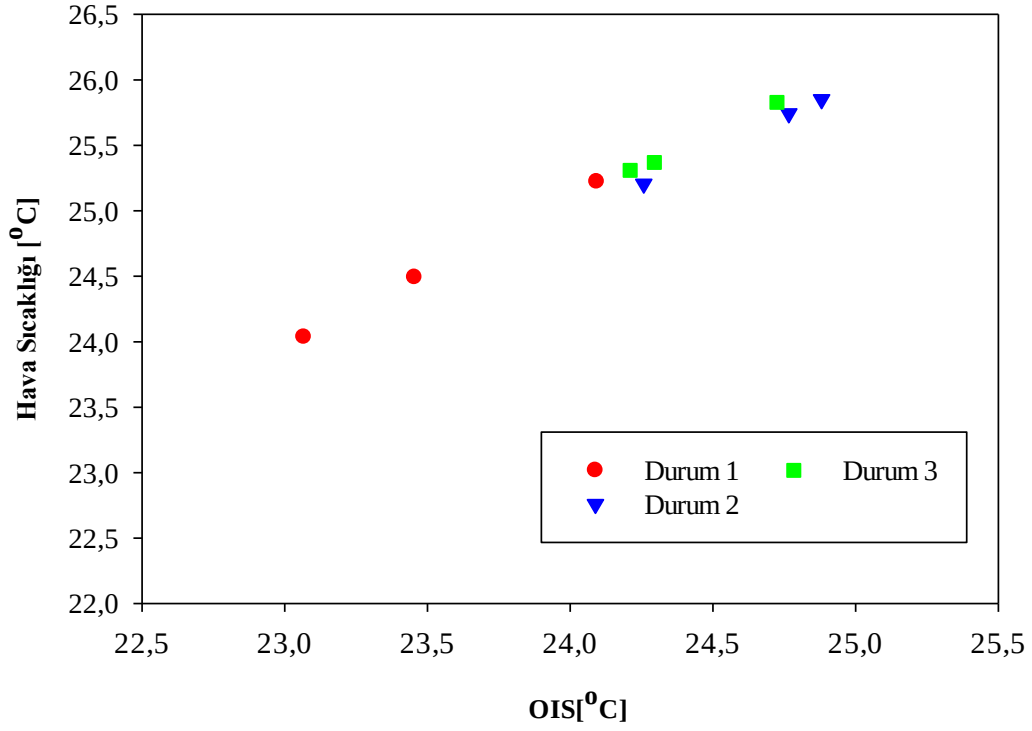


Şekil 3.17 Durum 3 için Çalışma sıcaklığı ile Oda hava sıcaklığı arasındaki fark

3.1.1.6 İç Ortam Hava ve Ortalama Işınım Sıcaklığı (OIS)

Test odasının merkezinde ve yerden 1,1 m yüksekliğinde ışıınım sıcaklığı ve hava sıcaklıkları 3 ayrı durum için ölçülmüş ve çalışma saatleri içerisindeki ortalama değerleri Şekil 3.18 'de verilmiştir. Radyant soğutma sistemlerinde mahal içerisindeki yüzey ve hava sıcaklıkları doğal ve ışıınım ısı transferi etkisinde aynı anda soğumaya başlarken, konvektif soğutma yapılan sistemlerde önce mahaldeki hava soğurken, yüzeyler daha sonra soğumaya başlamaktadır. Bundan dolayı taşınım ısı transferine dayalı klima ile soğutma çalışmalarında hava sıcaklığın ışıınım sıcaklığından daha yüksek olması beklenirken, radyant soğutma yapılan sistemlerde ortalama ışıınım sıcaklığın hava sıcaklığından düşük veya eşit olması beklenir. Şekil 3.18 incelendiğinde radyant panel soğutmanın yapıldığı durumlar incelendiğinde tüm radyant panellerin ve duvarların soğutulduğu durumlar için ortalama ışıınım soğutma sıcaklığın hava sıcaklığından 1-1,1 °C arası daha düşük

olduğu gözlemlenirken, tavan soğutma durumu için bu değer 0,9-1 °C arasında değişkenlik göstermektedir.



Şekil 3.18 İç ortam ortalama ışıınım sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki ilişki.

3.1.1.7 Isı transfer Katsayılarının Hesaplanması

Yapılan deneysel çalışma neticesinde ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları ve ısı akıları Durum 2 ve Durum 3 için hesaplanmış ve Tablo 3.2’de özetlenmiştir. Işıınım ve taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları literatür ile karşılaştırılmış Tablo 3.3’de verilmiştir. Görüldüğü üzere referans seçilen çalışmalar ile mevcut çalışma sonuçları birbiriyle örtüşmüştür. Işıınımla olan ısı transferi hesaplanırken oda modeli Şekil 3.19 görüldüğü gibi Matlab programında farklı yüzey alanlarına bölünerek ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey alanlarına sıcaklık tanımlanarak görme faktörleri hesaplanmıştır. Hesaplanan görme faktörleri Tablo 3.4’ de verilmiştir.

Tablo 3.2 Soğutulmuş radyant tavan ve duvar testleri için deneysel olarak ölçülen ve hesaplanan değerler.

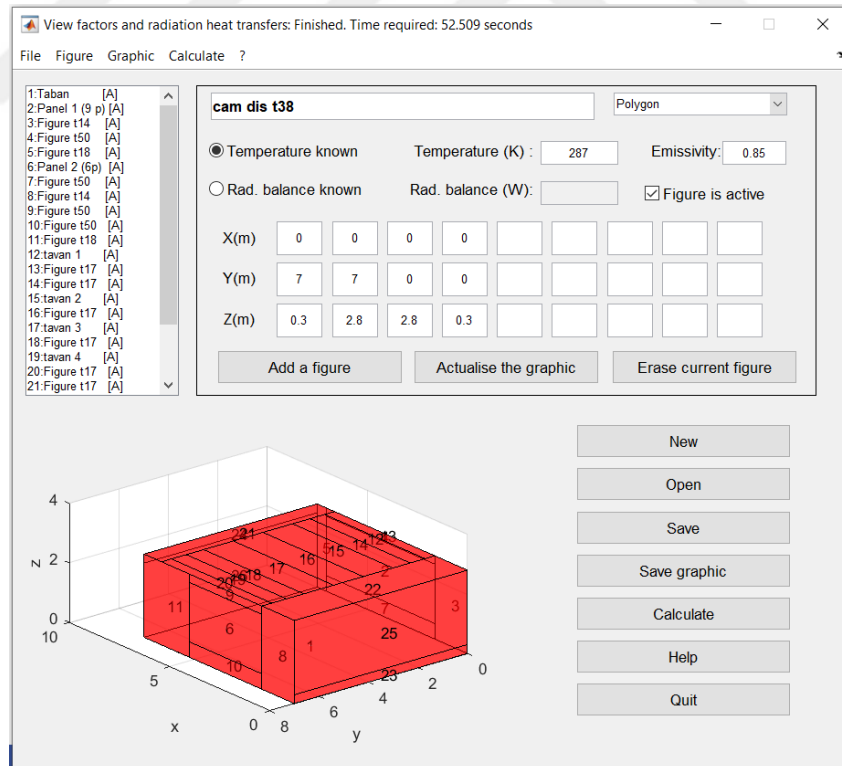
Parametre	Tavan soğutma (Durum 2)	Duvar soğutma (Durum 3)
T_{bs} (°C)	14,75	14,05
T_s (°C)	17,3	17,79
T_a (°C)	24,9	25,07
T_c (°C)	24,46	24,57
T_{AUST} (°C)	24,25	24,75
h_r (W m ⁻² K ⁻¹)	5,06	4,92
$h_{c@0,1\text{ m}}$ (W m ⁻² K ⁻¹)	2,968	-
$h_{c@1,1\text{ m}}$ (W m ⁻² K ⁻¹)	2,82	3,81
$h_{c@0,7\text{ m}}$ (W m ⁻² K ⁻¹)	2,77	-
h_{top} (W m ⁻² K ⁻¹)	7,74	9,14
q_r (W m ⁻²)	34,7	37,27
q_c (W m ⁻²)	20,77	27,77
q_{top} (W m ⁻²)	55,47	62,04

Tablo 3.3 Literatürde radyant sistemler için önerilen ısı transfer katsayıları ile karşılaştırma.

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m ² K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				Taşınım	Işınım	Toplam	
Cholewa vd. (Cholewa vd.)	2,04-3,65	5,2	9,36 (T _s -T _c) ^{0,1}	T _a	AUST	T _c	Tavan soğutma

Tablo 3.3 Literatürde radyant sistemler için önerilen ısı transfer katsayıları ile karşılaştırma (Devam).

Okamoto et al.	2,54	5,65	-	T_a	AUST	$T_ç$	Tavan soğutma
Andrés-Chicote vd.	4,2	5,4	8,5	T_a	AUST	$T_ç$	Tavan Soğutma
Zang vd.	3,2	5,3	8,5	T_a	AUST	$T_ç$	Tipik bir ofiste Duvar soğutma
Acikgoz and Kincay	2,7	4,3	8,1	T_a	AUST	$T_ç$	Duvar soğutma
Bu çalışma	2,82	5,06	7,74	T_a	AUST	$T_ç$	Tavan Soğutma
Bu çalışma	3,82	4,9	9,12	T_a	AUST	$T_ç$	Duvar Soğutma



Şekil 3.19 Matlab programında ısıtım ve görme faktörü hesaplama

Tablo 3.4 Görme faktörleri.

Yüzey	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
1		0,067	0,025	0,007	0,006	0,025	0,047	0,025	0,005	0,017	0,037	0,015	0,026	0,036	0,069	0,072	0,069	0,036	0,026	0,015	0,045	0,093	0,019	0,102	0,12	0,009
2	0,326		0,009	0,002	0,008	0,0001	0,039	0,018	0,005	0,01	0,032	0,037	0,076	0,062	0,058	0,028	0,015	0,006	0,004	0,002	0,031	0,033	0,008	0,076	0,135	0,012
3	0,287	0,022		2,27E-04	2,00E-07	0,00757	0,034	0,028	0,005	0,009	0,015	0,006	0,016	0,019	0,025	0,016	0,01	0,004	0,003	0,002	0,002	0,185	0,026	0,275	0,034	0,004
4	0,232	0,016	6,86E-04		0,03	4,04E-07	0,038	0,018	0,006	0,009	0,031	0,313	0,078	0,022	0,012	0,004	0,002	7,00E-04	4,47E-04	2,42E-04	0,037	0,012	0,005	0,07	0,112	0,02
5	0,239	0,064	6,92E-07	0,034		0,004	0,027	0,009	0,004	0,007	0,037	0,005	0,017	0,021	0,027	0,017	0,011	0,004	0,003	0,002	0,129	0,004	0,003	0,026	0,41	0,036
6	0,465	0,005	0,012	2,18E-07	0,002		0,038	0,018	0,005	0,011	0,031	0,004	0,019	0,032	0,052	0,035	0,022	0,009	0,006	0,003	0,023	0,033	0,01	0,067	0,117	0,006
7	0,34	0,059	0,022	0,008	0,005	0,015		0,01	0,002	0,001	0,001	0,002	0,004	0,006	0,016	0,029	0,062	0,067	0,082	0,04	0,011	0,045	0,01	0,096	0,083	0,008
8	0,287	0,044	0,028	0,006	0,002	0,011	0,016		0,002	0,009	3,65E-09	0,002	0,003	0,004	0,01	0,016	0,025	0,019	0,016	0,006	0,002	0,185	0,026	0,275	0,034	0,004
9	0,243	0,057	0,021	0,008	0,005	0,013	0,015	0,011		0,002	0,038	2,48E-04	4,61E-04	0,001	0,002	0,004	0,0128923	0,024	0,0835244	0,336	0,002	0,017	0,006	0,087	0,075	0,01
10	0,47	0,057	0,021	0,007	0,005	0,016	0,001	0,021	0,001		0,012	0,004	0,006	0,009	0,023	0,0371867	0,055	0,035	0,021	0,004	0,015	0,043	0,013	0,083	0,077	0,006
11	0,303	0,054	0,011	0,007	0,008	0,014	0,012	2,62E-09	0,006	0,004		0,002	0,003	0,005	0,013	0,023	0,041	0,04	0,048	0,04	0,080919	0,007	0,004	0,034	0,263	0,023
12	0,392	0,2	0,014	0,236	0,003	0,006	0,007	0,004	1,25E-04	0,003	0,006		0,005	1,78E-05	6,21E-06	0,001	0,002	9,21E-05	5,19E-05	1,20E-06	0,004	0,038	0,007	0,046	0,076	0,002
13	0,46	0,274	0,024	0,039	0,007	0,018	0,009	0,004	0	0,004	0,007	3,07E-04		0,005	6,20E-06	0,002	0,003	0,001	1,42E-04	3,46E-07	0,025	0,025	0,008	0,053	0,091	0,003

Tablo 3.4 Görme faktörleri (Devam)

14	0,534	0,191	0,025	0,010	0,008	0,026	0,012	0,005	0,000	0,005	0,009	1,02E-05	0,004		0,004	8,99E-05	2,91E-04	0,001	0,001	1,24E-04	0,003	0,004	0,009	0,061	0,105	0,004
15	0,601	0,104	0,019	0,0030248	0,006	0,024	0,019	0,008	0,000	0,007	0,014	2,07E-06	3,10E-05	0,002		0,002	0,001	0,002	0,001	0,001	0,004	0,004	0,010	0,069	0,116	0,004
16	0,630	0,050	0,012	0,001	0,004	0,017	0,035	0,012	0,001	0,012	0,024	3,89E-04	0,001	5,24E-05	0,002		0,002	0,002	0,002	0,001	0,010	0,001	0,010	0,072	0,121	0,004
17	0,601	0,027	0,008	5,00E-04	0,002	0,010	0,074	0,019	0,002	0,017	0,044	0,001	0,001	1,69E-04	0,001	0,002		0,002	3,39E-05	1,42E-04	0,004	0,004	0,010	0,069	0,116	0,004
18	0,534	0,017	0,005	3,03E-04	0,002	0,007	0,137	0,025	0,007	0,019	0,072	0,001	0,001	0,001	0,004	0,004	0,004		0,004	2,67E-05	0,003	0,004	0,009	0,061	0,105	0,004
19	0,460	0,013	0,004	2,25E-04	0,001	0,006	0,197	0,024	0,028	0,013	0,101	3,46E-07	1,42E-04	0,001	0,001	0,003	6,78E-06	0,005		0,005	0,025	0,025	0,008	0,053	0,091	0,003
20	0,392	0,011	0,004	0,000	0,001	0,005	0,144	0,014	0,170	0,004	0,128	0,000	5,19E-05	2,18E-04	0,003	0,003	4,27E-04	4,67E-05	0,008		0,004	0,038	0,007	0,046	0,076	0,002
21	0,384	0,054	0,002	0,009	0,028	0,011	0,013	0,002	2,77E-04	0,004	0,084	0,012	0,012	0,002	3,60E-04	0,010	3,60E-04	0,002	0,012	0,012		4,60E-04	0,003	0,014	0,391	0,140
22	0,426	0,031	0,074	0,002	4,91E-04	0,008	0,029	0,074	0,002	0,007	0,004	0,007	0,007	0,001	0,002	0,005	0,002	0,001	0,007	0,007	2,45E-04		0,010	0,314	0,020	2,65E-04
23	0,466	0,041	0,057	0,004	0,002	0,013	0,034	0,057	0,003	0,011	0,012	0,007	0,011	0,015	0,029	0,030	0,029	0,015	0,011	0,007	0,009	0,056		0,001	0,083	0,008
24	0,305	0,047	0,072	0,006	0,002	0,011	0,039	0,072	0,005	0,009	0,012	0,005	0,009	0,012	0,023	0,025	0,023	0,012	0,009	0,005	0,005	0,204916	6,67E-05		0,086	0,009
25	0,322	0,074	0,008	0,009	0,028	0,017	0,030	0,008	0,004	0,007	0,085	0,008	0,014	0,019	0,036	0,0370296	0,036	0,019	0,014	0,008	0,122	0,012	0,009	0,077		0,107
26	0,22	0,06	0,01	0,01	0,02	0,01	0,03	0,01	0,00	0,01	0,07	2,32E-03	4,43E-03	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00	0,00	0,41	0,00	0,01	0,08	0,07	

3.1.2 Perde Kullanımının İç Ortam Konfora Etkisi

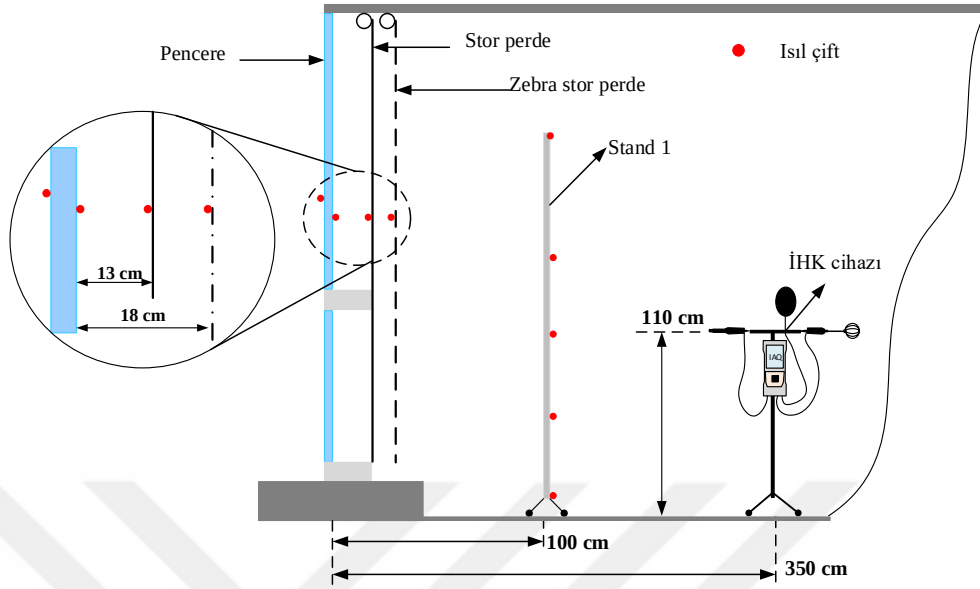
Bu bölümde, duvar ve tavan radyant panellerle soğutulan yoğun camlı ofis odasında kullanılan farklı tip perdelerin odanın farklı bölümlerinde nasıl bir termal ortam oluşturduğunu araştırmaktır. Bu araştırma YTÜ Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezi binası temeli altında 2400 m² kullanım alanına sahip, gerçek boyutlu ve aktif olarak kullanılan bir ofis odasının zemine yerleştirilen TKIP sistemi ile entegre duvar ve tavanlarına radyant sistemlerin uygulanmasıdır. İyi bir kontrol sistemi ve yüksek hassasiyetli bir ölçüm sistemine sahip yüksek teknoloji ürünü ekipman sayesinde yüksek doğrulukta ve güvenilir deneysel sonuçlar elde edilmekte ve bu alanda çalışma yapan akademik ve sanayi sektörü bileşenlerine sunulmaktadır.

Tablo 3.5 Deneysel Koşullar.

Durumlar	#D1 (Perdesiz)	#D2 (Stor Perde)	#D3 (Zebra P. Gündüz)	#D4 (Zebra Perde Gece)
Ölçüm aralığı	09.00-18.00	09.00-18.00	09.00-18.00	09.00-18.00
T _{bs} (°C)	16.14	16.19	16.24	16.18
Tarih	10 Temmuz	Temmuz/13	Temmuz /15	Temmuz /16
T _{ds} (°C)	18.41	18.16	18.33	18
T _{do} (°C)	31.7	30.1	31.7	30.9
Q _s (m ³ /h)	0.58	0.6	0.57	0.62

Buradaki deneylerin amacı, bir kişinin ısı konforunun farklı tipte stor perdelerle ve bunlar olmadan nasıl etkileneceğini belirlemektir. Bu çalışma kapsamında gerçekleştirilen deneyler 10, 13, 15 ve 16 Temmuz tarihlerinde dört farklı durum için gerçekleştirilmiştir. Tablo 3.5, her bir durum için ortalama sıcaklıkların yanı sıra deneylerin koşullarına kapsamlı bir bakış sağlamaktadır. Ayrıca 17 ve 18 Temmuz 2022 tarihlerinde radyant soğutmalı deney odası içinde sırasıyla stor perdeli ve stor perdesiz durumlar için pencereye yakın oturan bir kişinin konforunun nasıl değiştiği deneysel olarak incelenmiştir. İHK cihazı odanın ortasına yerleştirilmek yerine Şekil 3.20a'da bir numaralı standın bulunduğu pencereden 100 cm uzağa taşınmıştır. 10 Temmuz'da gerçekleştirilen ilk deneyde pencere yüzeyinde perde ve direkt güneş ışığını engelleyecek herhangi bir malzeme kullanılmamış, yoğunlaşmayı önlemek için panel dönüş sıcaklıkları 18 °C'ye

ayarlanmıştır. Durum 2 için özellikleri Tablo 3.6'da listelenen ve tüm pencere yüzeyini kaplayan stor perde kullanılarak 13 Temmuz'da gerçekleştirilmiştir.



a)



b)

Şekil 3.20 Test odasının, perde ve cam ve iç ortam termal değerleri şematik gösterimi (a) ve İHK cihazıyla pencere kenarında ölçüm alınırken odanın görünümü (b).

Benzer şekilde, tüm paneller açık olacak şekilde dönüş sıcaklıkları 18 °C'ye ayarlanmış ve test odasında yetersiz aydınlatma olduğu için tüm floresan lambalar etkinleştirilmiştir. Üçüncü ve dördüncü deneyler ise 15 ve 16 Temmuz tarihlerinde 18 °C panel dönüş sıcaklığında, pencere yüzeyinde teknik özellikleri Tablo 3.6'da verilen çift katlı zebra stor perde ile gece ve gündüz modlarında gerçekleştirilmiştir. Zebra stor perdenin güneş ışınlarını iletme hızının stordan daha yüksek olduğu göz önüne alındığında, odadaki floresanların yeterli aydınlatmayı sağlaması için yarısı etkinleştirilmiştir.

Deney odasının dış cephesinin kuzeydoğuya bakması nedeniyle sabah saat 10:30'a kadar sadece pencere yüzeyindeki doğrudan güneş ışınımına maruz kalması, sabah saatlerinde soğutma yükünün bir miktar artmasına neden olmuştur. Güneşin 15 Temmuz günü laboratuvar binası üzerinde izlediği yol Şekil 3.21a'da gösterilmiştir. Güneşin doğduğu taraftaki ağaçlar (Şekil 3.21b), sabahları odanın direkt güneş ışığının çoğunu almasını engellemektedir. Bu, test odasının soğutma yükünde bir avantaj sağlasa da pencerenin iç kısmında perde kullanılmadığı takdirde, yine de pencere kenarında oturan kişilere ciddi rahatsızlık verebilmektedir.

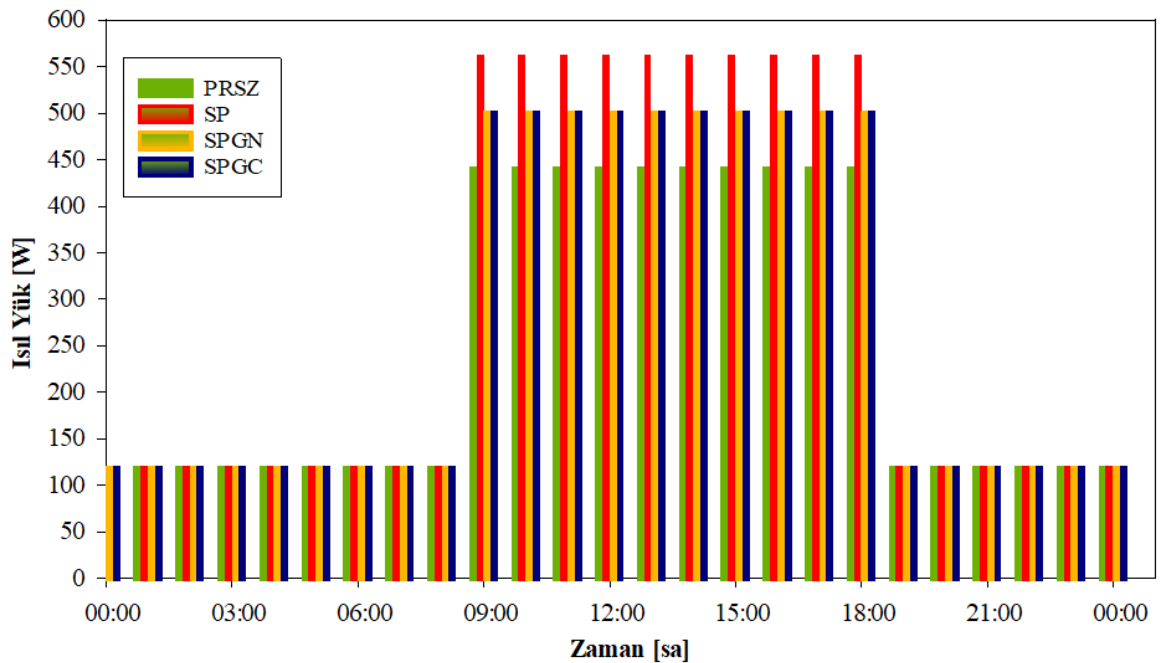


Şekil 3.21 Merkez laboratuvar binası üzerindeki güneş hareketi (a) ve direk güneş ışığını engelleyen ağaçlar (b).

Tablo 3.6 Stor perdelerin termo-fiziksel özellikleri

Parametre	Stor Perde (SP)	Stor Zebra Perde Gündüz Modu (SPGN)	Stor Zebra Perde Gece Modu (SPGC)
Malzeme	Polyester	Polyester	Polyester
Güneş ışını geçirgenliği	3%	15%	25%
Güneş ışığı yansıtıcılığı	68%	55%	46%
Güneş emiciliği	29%	30%	29%
Işık geçirgenliği	2%	11%	21%

Ofiste iç yük oluşturan cihazlar ve bu cihazların her bir durum için çizelgeleri Şekil 3.22 ve Tablo 3.7’de gösterilmektedir. Ofis saatlerinde (09.00-18.00) aydınlatma ihtiyacı göz önünde bulundurularak, perde kullanılmadığı (Durum 1, PRDSZ), Stor perde (SP) kullanıldığında (Durum 2) tüm ışıklar açık (120 W), zebra stor perde gündüz modunda (SPGN) açıldığında (Durum 3) ve gece modunda (SPGC) açıldığında (Durum 4) ışıkların yarısı açıktır (60 W). Bir veri toplama cihazı (30 W) ve verilerin işlendiği bir bilgisayar (90 W) her durumda kesintisiz olarak çalışmaktadır.

**Şekil 3.22** Farklı durumlar için test odası içindeki termal yükler.

Tablo 3.7 Test odasında yazıya uygun termal yükler

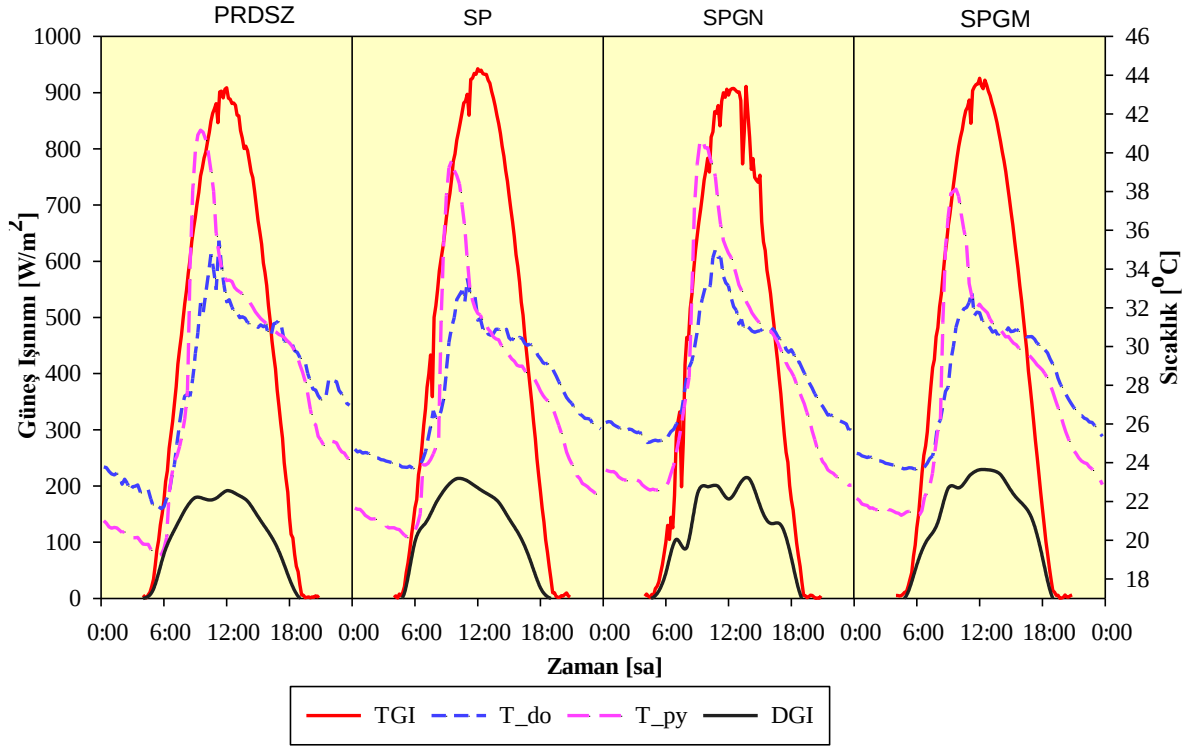
Ekipman	Adet	Yük (W)	Güç yoğunluğu (W/m ²)
Bilgisayar	1	90	1,7
Dummy	4	480	9,12
Floresan	6	120	2,28
Veri toplama cihazı	1	30	0,57
Toplam	-	720	13,71

Analiz edilen konfigürasyonların seçilen günleri boyunca yatay düzlemde toplam güneş ışıınımı (TGI) ve difüz güneş ışıınımı (DGI), pencere dış yüzey sıcaklığı (T_{ys}) ve dış ortam sıcaklığı (T_{do}) Şekil 3.23'de gösterilmektedir. Dış hava durumu verilerinin birbirine en yakın olduğu tarihler olan 13, 15 ve 16, tüm gün izleme sırasında daha iyi karşılaştırma yapmak amacıyla sırasıyla Durum 1, 2, 3 ve 4 için seçilmiştir. Burada sunulan deneysel sonuçlar için, gün boyunca dış ortam sıcaklığı 30,1-31,7 °C arasında değişirken, maksimum toplam güneş radyasyonu Durum 1,2,3 ve 4 için sırasıyla 908 W/m², 942,91 W/m², 925 W/m² olarak kaydedilmiştir. Deneylerin yapıldığı günlerde dış ortam sıcaklıkların, Temmuz ayı ortalama en yüksek sıcaklığın 28,8 °C olduğu İstanbul yazında yaşananlardan önemli ölçüde daha yüksek olduğunu söylemek yanlış olmayacaktır.

3.1.2.1 Oda merkezinde Konfor Değerlendirilmesi

İç hava kalitesi cihazı kullanılarak oda merkezinde ölçülen PMV ve PPD değerlerinin dış hava sıcaklığı ile değişimi 09.00 ile 18.00 saatleri arasında Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'de gösterilmektedir. 0,5 clo (0,077 m²K/W) yazlık giysi ve yaz mevsiminde met=1,2 (70 W/m²) oturma ile hareketsiz aktivite için ISO 7730 standardı A, B ve C kategorilerine göre mahalde istenilen konfor düzeyi incelenmektedir. Önerilen konfor aralıkları Tablo 3.8'de gösterilmektedir. Soğutulan yüzeylerde yoğuşmayı önlemek için, minimum RP su dönüş sıcaklıkları tüm durumlar için 18 °C ayarlanmış, yüzeylerde yoğuşma risklerinden kaçınılıştır. Deney odasının pencere-duvar oranının (11,5) yüksek olduğu dikkate alındığında, dış ortam sıcaklığı ve güneş ışıınınının konfor değerlendirmesine etkisinin önemli olması beklenmektedir. Bu nedenle, Şekil 3.22 ve 3.23'te görüldüğü üzere, ortalama dış ortam sıcaklıkları Durum 1, 2, 3 ve 4 için sırasıyla 31,7 °C, 30,1 °C,

31,7 °C ve 30,9 °C olarak birbirine çok yakın ölçülmüştür bu da konfor değerlerinin karşılaştırılmasında önemli bir avantaj sağlayacaktır.

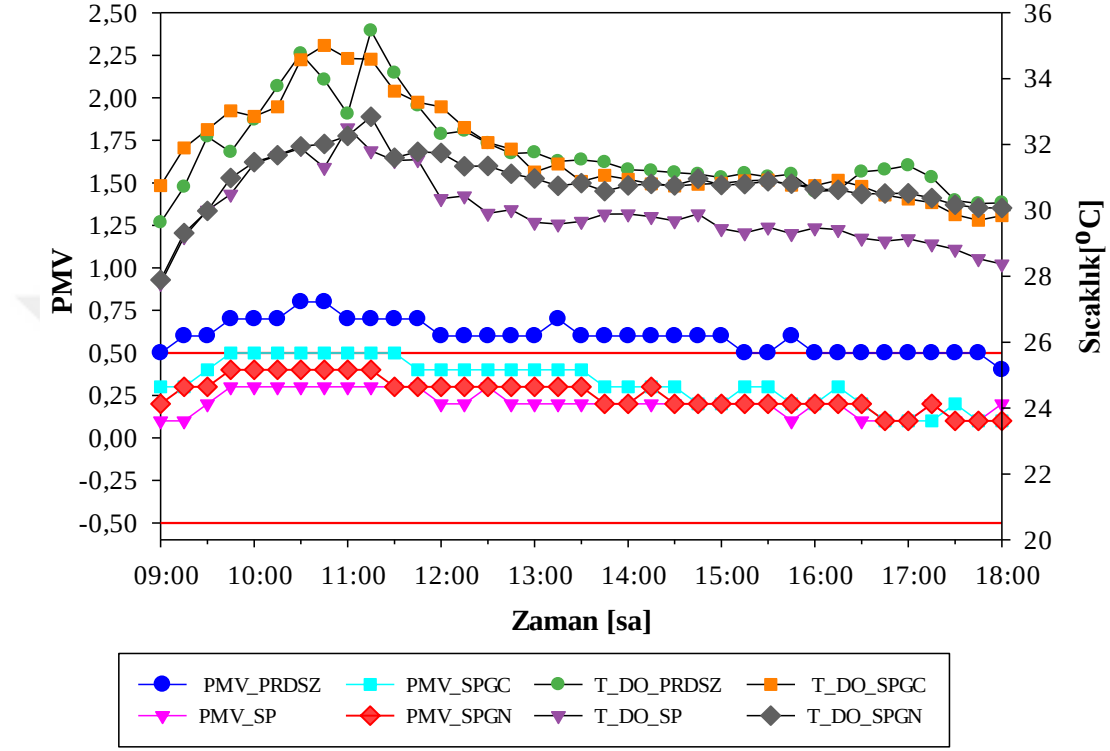


Şekil 3.23 Ölçüm süresi boyunca dış ortam sıcaklığı, pencere yüzey sıcaklığı, toplam güneş ışıınımı (TGI) ve difüz güneş ışıınımı (DGI).

Cam yüzeyinde perde kullanılmama durumunda, ortalama PMV ve PPD değerleri 0,6 ve %12,5 ile yalnızca C kategorisi konfor koşulu elde edilebilirken, SP kullanım durumunda (Durum 2) gün içi ortalama 0,2 PMV ve %6 PPD değerleri ölçülmüş ve kategori A konfor değerleri elde edilmiştir. PMV ve PPD değerleri ofis odasının sabah saatlerinde direkt güneş ışıınımlarına maruz kaldığı göz önüne alındığında pik yaptığı görülmüştür. Zebra stor perdenin gece (SPGC) ve gündüz (SPGN) modunda kullanımı durumunda, ofis saatlerinde ortalama PMV ve PPD değerleri sırasıyla %0,3, %7,5, %0,25 ve %6,5 olup, her iki durumda da kategori B konfor koşulu sağlanmıştır.

PMV ve PPD değerleri arasındaki fark, dış ortam sıcaklıklarının hemen hemen aynı olduğu Durum 1 ve Durum 2 karşılaştırıldığında daha net görülebilir. Durum 1 uygulamasının Durum 2'ye göre ortalama 0,2 PMV ve %5 PPD avantajı sağladığı görülmektedir. Sabah saatlerinde odanın doğrudan güneş ışıınlarına maruz

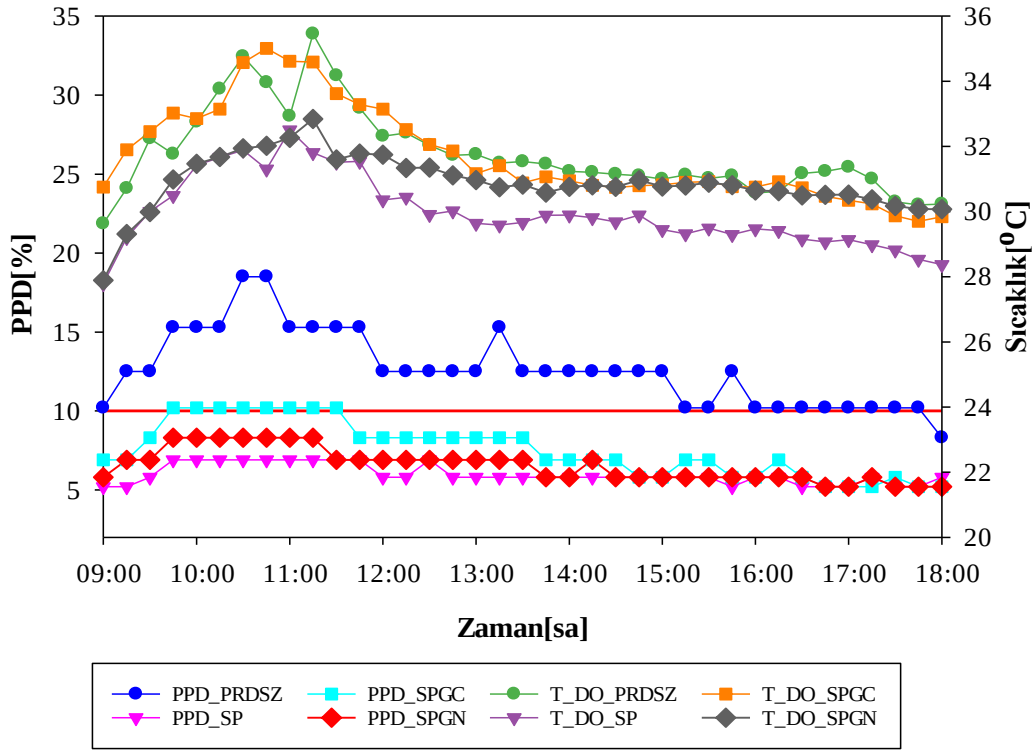
kalması nedeniyle PMV ve PPD değerleri tüm durumlarda maksimum değerlerine ulaşmaktadır. Yüksek dış ortam sıcaklıkları ve direk güneş ışınlamına rağmen PMV ve PPD değerleri, PRDSZ durum hariç tüm durumlarda önerilen ofis konfor aralığında (Kategori B) kaldığı görülmüştür. Kullanılan perdelerin ışık kontrolü dışında içerdeki sıcaklıklara etkisi de net şekilde görülmüştür.



Şekil 3.24 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.

Pencereye yakın konumda çalışan insanların nasıl hissettiği ile ilgili yapılan konfor değerlendirmeleri için perdesiz ve stor perde kullanımı karşılaştırması ve ortalama ışınlam sıcaklık değişimleri Şekil 3.26'da gösterilmiştir. İHK cihazı pencereden 1 metre uzağa ve zeminden 1,1 metre yükseğe yerleştirilmiştir. PRDSZ ve SP durumları sırasıyla 17 ve 18 Temmuz'da 08.00 ile 18.00 saatleri arasında gerçekleştirilmiştir. Yapılan karşılaştırma sırasında dış ortam hava sıcaklığı ve pencere dış yüzey sıcaklıklarının gün boyunca paralel seyrettiği görülmüştür. Ortalama ışınlam sıcaklığı 09.30'da sonra dış pencere yüzeyine gelen direk güneş ışınlamından dolayı ayrılmaya başlamış ve 11.00'da iki durum arasında 2 °C fark oluşmaktadır. Bunun nedeni, yansıtıcılığı yüksek olan stor perdenin gelen güneş

ışınını yansıtması ve radyant panellerin soğutma etkisini önleyerek cam yüzeyinde sıcaklığın artmasına ve pencereye yakın bölgede ortalama ısıtım sıcaklığın düşmesine neden olmaktadır.

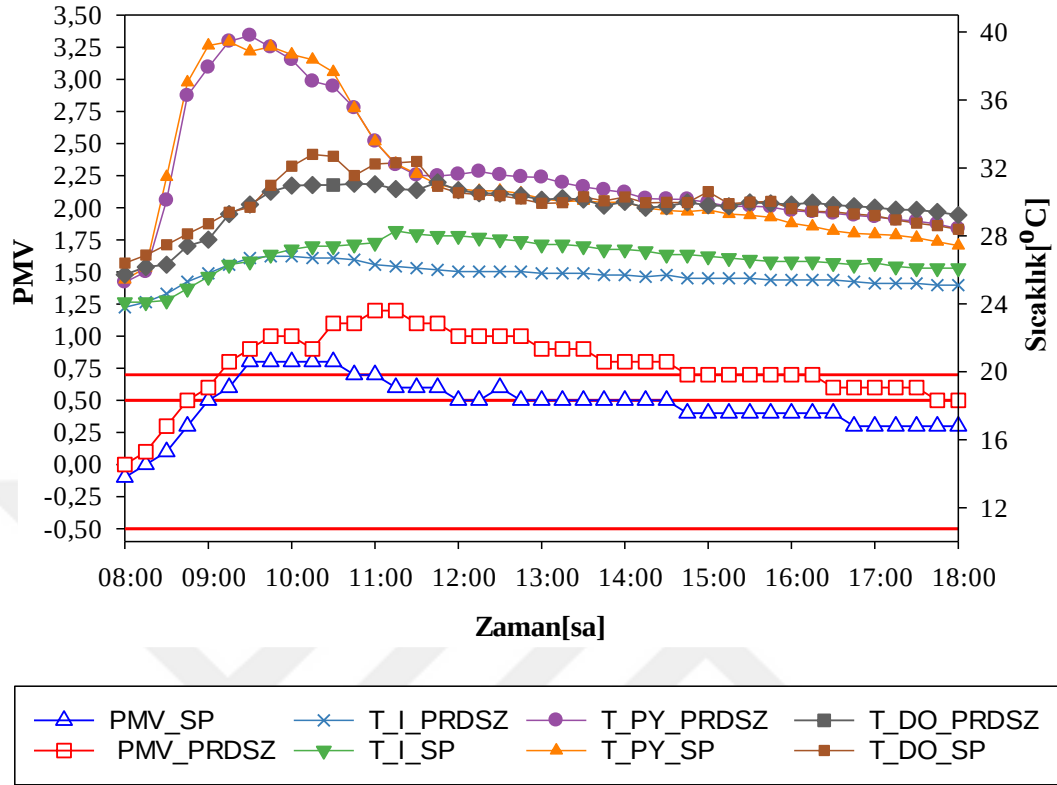


Şekil 3.25 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.

3.1.2.2 Pencere Kenarında Konfor Değerlendirilmesi

PMV ve ortalama ısıtım sıcaklığı, direk güneş ısıtımını nedeniyle depolanan ısıtım ve pencere yüzeyinden ısı transferinin etkisiyle saat 11.00'de sırasıyla 1,2 ve 28,3 °C'de zirve yapmıştır. SP'nin kullanımının pencere yüzey sıcaklığı üzerindeki etkisi ve buna bağlı olarak konfor (PMV) ve ısıtım sıcaklıktaki değişiklik saat 10.45 civarında net bir şekilde görülebilir. Cama yakın bölgelerde oturan bireylerin ısı konfor durumu değerlendirildiğinde, stor perdenin kullanılmaması ortalama PMV değerinin 0,85 çıkmasına neden olmakta ve bunun ofisler için ilgili standartta belirtilen limitleri aştığı görülmektedir. SP kullanılması durumunda ortalama PMV değeri 0,5 olup kategori B konfor koşulu elde edilebilmektedir. Pencere kenarının konforlu olduğu perde kullanılması durumunda ilgili standarda göre söylenmesine

rağmen, özellikle 09.00-14.30 saatleri arasında bireylerin kişisel durumları anket yoluyla teyit edilmesi iyi olacaktır.



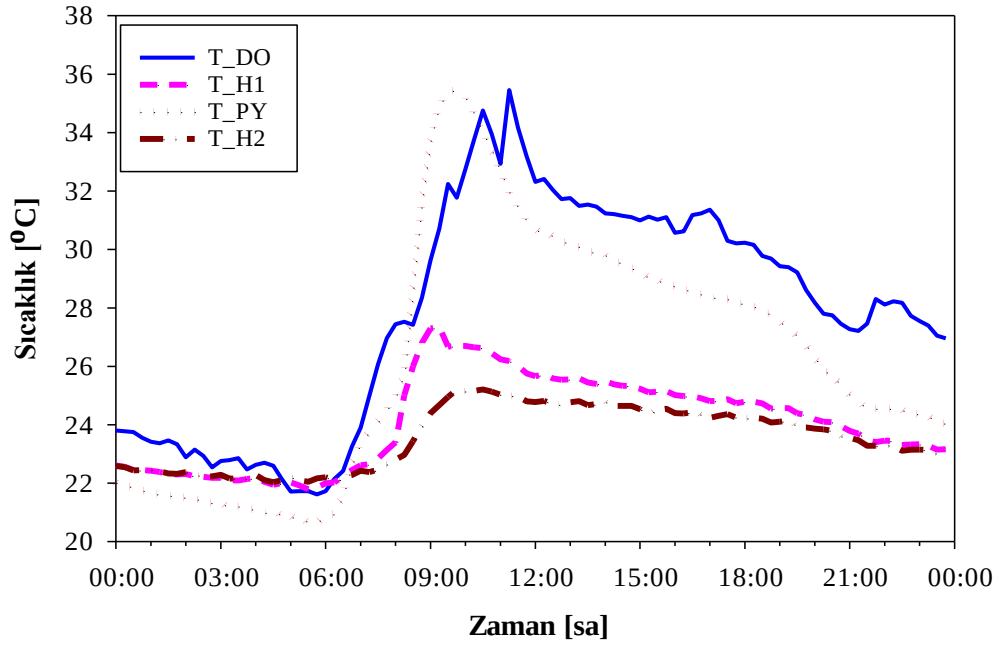
Şekil 3.26 Farklı durumlar için odanın merkezinde ölçülen PMV değerinin ofis saatlerinde değişimi.

Tablo 3.8 ISO 7730 A, B ve C konfor kategorileri için önerilen değerleri [82].

Kategori	PPD (%)	PMV
A	<6	-0,2 < PMV < +0,2
B	<10	-0,5 < PMV < +0,5
C	<15	-0,7 < PMV < +0,7

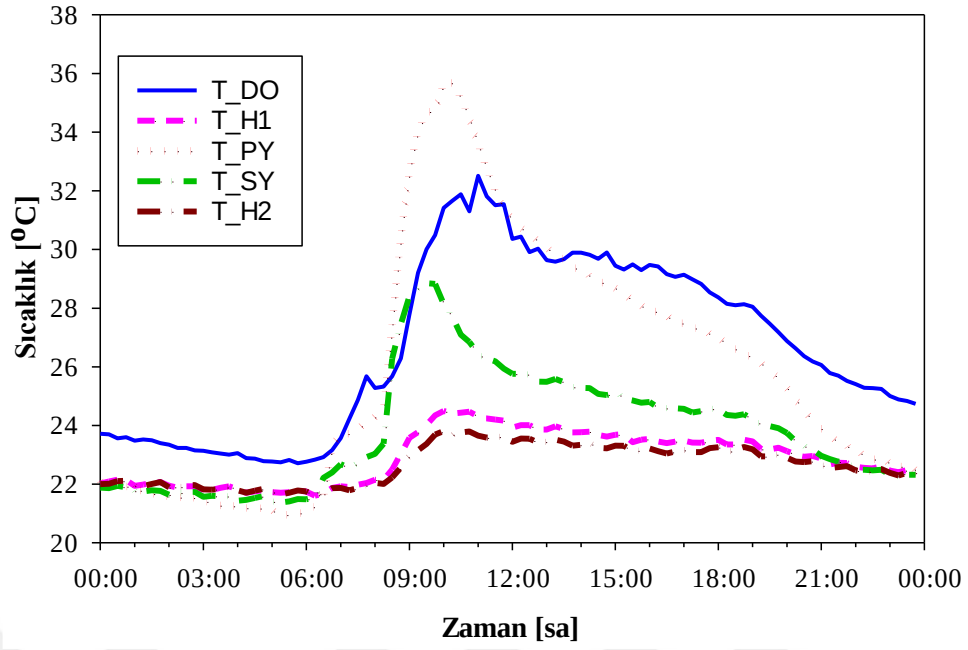
3.1.2.3 Test Odası Sıcaklık Dağılımları

Şekil 3.25-3.28 sırasıyla Durum 1, 2, 3 ve 4 için yerden 1,1 m yükseklikteki Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları, pencere iç yüzey sıcaklığı, dış ortam hava sıcaklığı ve perdelerin yüzey sıcaklık değişimleri 24 saatlik periyot için gösterilmiştir. Tüm durumlarda dış hava sıcaklığı 21-35 °C arasında değişmekte olup, maksimum sıcaklıklar 10.30 ile 13.00 saatleri arasında görülmektedir.

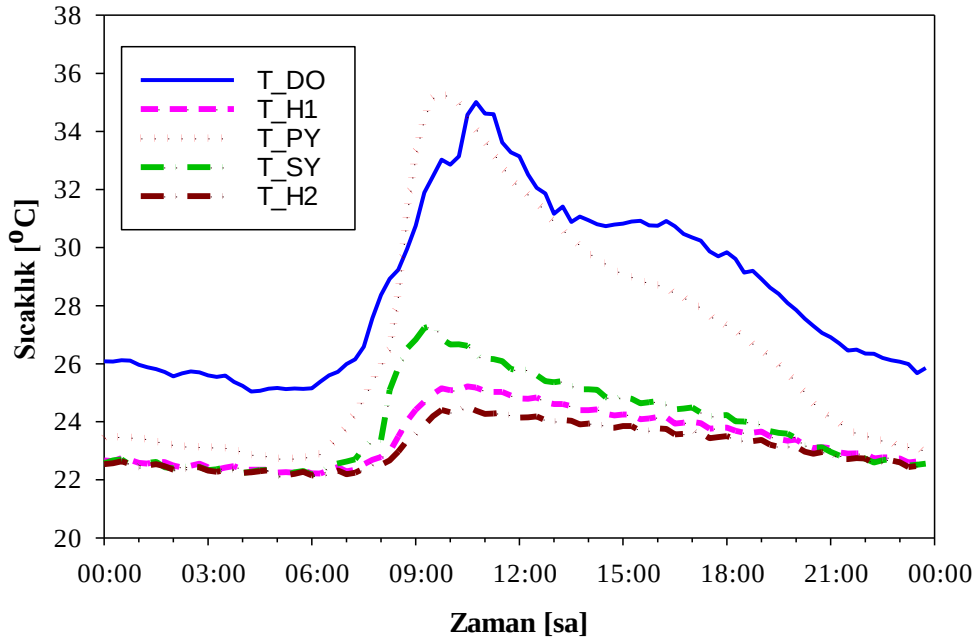


Şekil 3.27 Durum 1 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri

Çalışma saatlerinde perde yüzey sıcaklıkları her durumda pencere sıcaklığından daha düşüktür. Şekil 3.27 perdesiz durum ölçümlerine bakıldığında pencere iç yüzey sıcaklığı (T_PY) direkt güneş ışıınımları etkisinde 08.30'dan sonra dış ortam sıcaklığını geçmiştir. Artan pencere iç yüzey sıcaklığı iç ortam hava sıcaklığı ve ortalama ışıınım sıcaklığının artmasına sebep olmuştur. Pencereye yakın konumdaki Stant 1 üzerindeki hava sıcaklığı ile oda merkezindeki Stant 2 üzerindeki hava sıcaklığı arasındaki fark 09.00'da en yüksek değer olan 3 °C'yi görmüştür. Bu sıcaklık farkları özellikle öğleden önce odanın farklı noktalarında ciddi konforsuzluklar meydana getirmektedir. Stor perdenin kullanımının iç ortam hava sıcaklıklarına etkisi Şekil 3.28'de gösterilmiştir. Dış ortam sıcaklığının 32 °C ve pencere yüzey sıcaklığının 36 °C görmesine rağmen pencere ve oda merkezlerindeki iç ortam hava sıcaklık farklarının hemen hemen aynı olduğu görülmüştür. Bundan dolayı, iç ortam pencere yanında oturan bireylerin radyant asimetriden kaynaklı konforsuzluk durumu giderilebilmektedir.



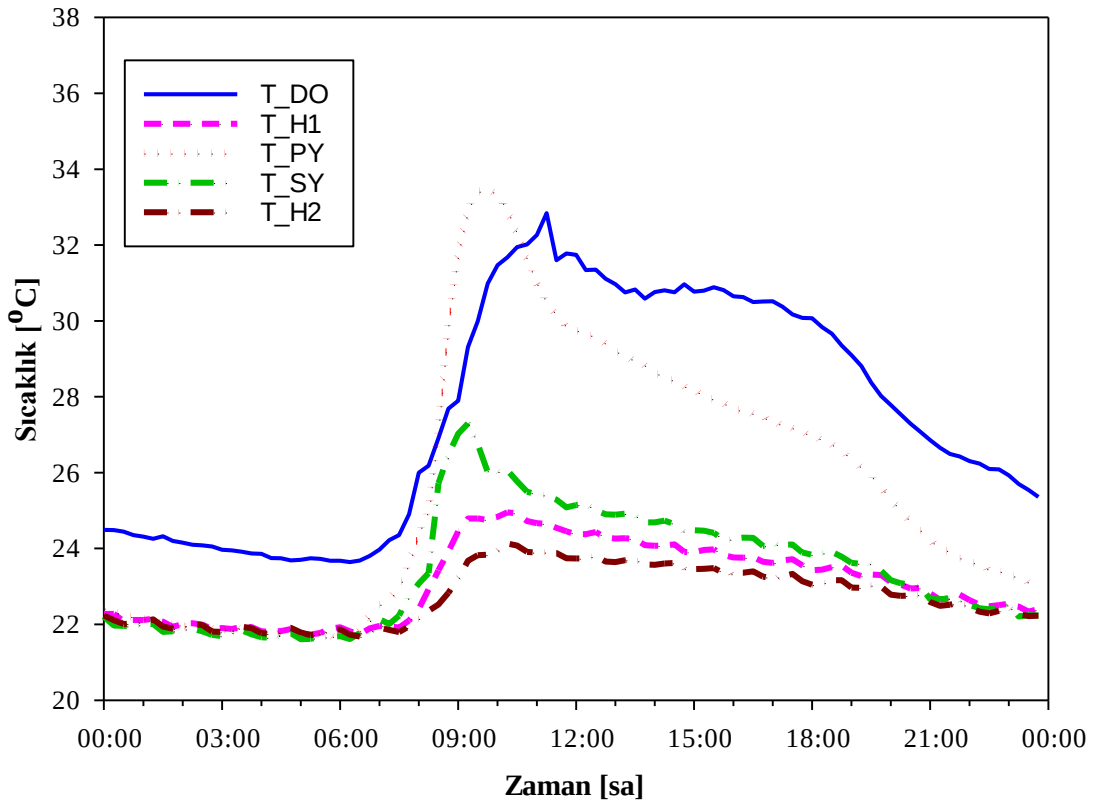
Şekil 3.28 Durum 2 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.



Şekil 3.29 Durum 3 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.

Dış ortam hava sıcaklığının stor perde yüzey sıcaklığı (SY) ile pencere yüzey sıcaklığından sonra pik yapmasının sebebi de, odanın sabah saatlerinde direkt

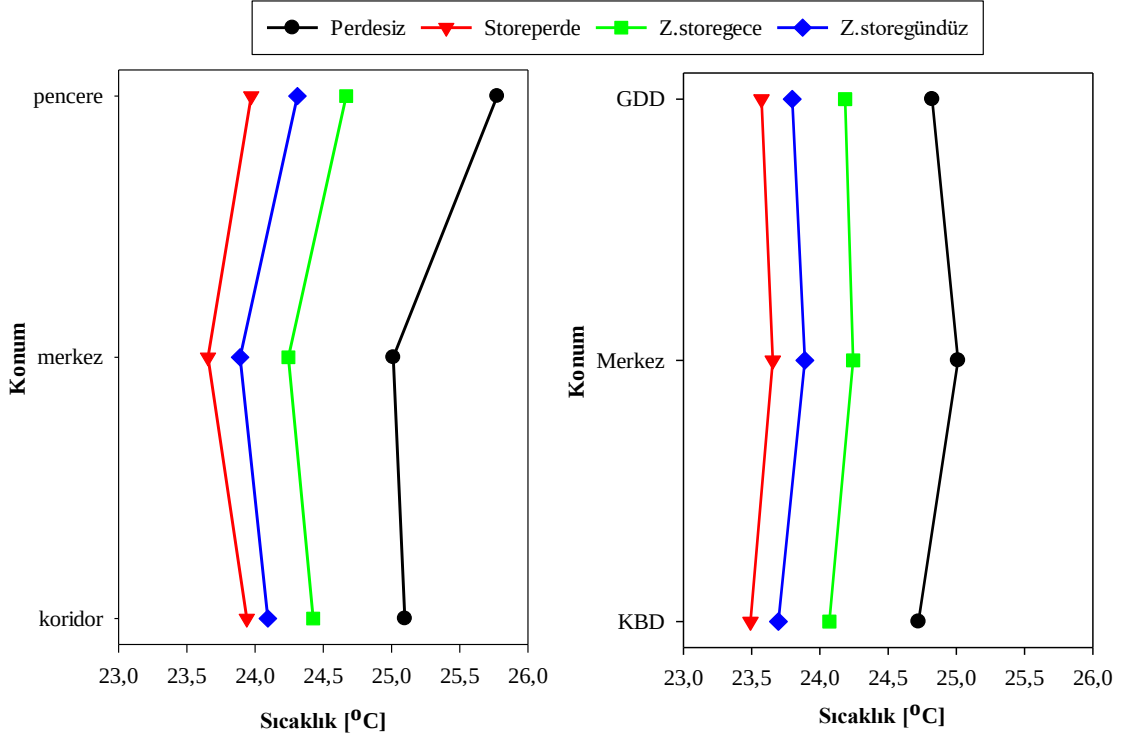
güneş ışınlımarına maruz kalması kaynaklıdır. Pencere iç yüzey sıcaklığının pik yaptıktan sonra dramatik düşüşü, düşük radyant panel yüzey sıcaklıklarının sebep olduğu baskın ortalama ışınlım sıcaklığıdır. Bu keskin düşüş perdesiz ve zebra stor perdenin gündüz modunda kullanımda daha açık görölmektedir. Zebra stor perdenin içerdeki iç ortam hava sıcaklıklarına etkisi Şekil 3.29 ve 3.30'da gösterilmiştir. Zebra perdenin stor perdeye oranla daha düşük yansıtıcılık ve daha yüksek ışık geçirgenliğe sahip olması beklenildiği gibi içerdeki hava sıcaklık farklarının yüksek çıkmasına neden olmuştur.



Şekil 3.30 Durum 4 için dış ortam hava sıcaklığı, Stant 1 ve 2'deki iç ortam hava sıcaklıkları ve pencere iç yüzey sıcaklık değişimleri.

Zebra perdenin gece modunda kullanıldığı Şekil 3.29'da pencere yanı ve merkezindeki hava sıcaklık farkları gündüz moduna göre bir miktar az olduğu fakat bu farkın konfora etki edecek düzeyde olmadığı görölmektedir. Gündüz modunda kullanılırken, yüksek geçirgenliğe sahip olmasından dolayı sabah saatlerinde hava sıcaklığının bir miktar yüksek çıktığı, fakat direk güneş ışınlımının azaldığı periyotta hem pencere yüzey sıcaklığı hem de hava sıcaklıklarında hızlı

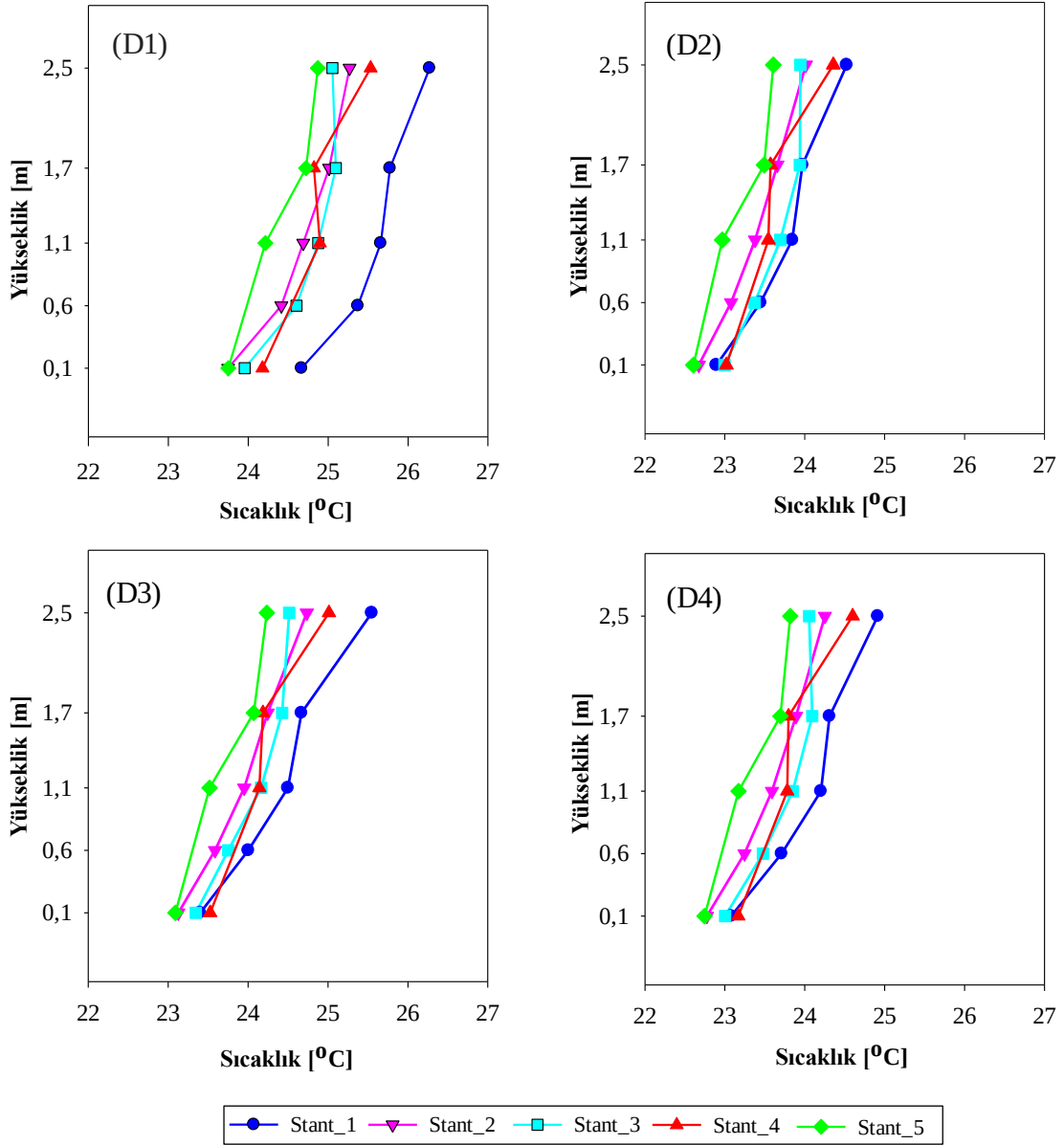
bir düşüşün olduğu görülmüştür. Pencere iç yüzey sıcaklığı ile iç ortam Stant 1 arasındaki en yüksek sıcaklık farkları Durum 1, 2, 3 ve 4 için sırasıyla 8,7 °C, 11,2 °C, 10,2 °C ve 8,2 °C olarak ölçülmüştür. Görüldüğü gibi zebra stor perdenin gece modunda kullanılması bile iç ortam sıcaklık değerlerinde ciddi avantaj sağlamaktadır.



Şekil 3.31 Test odasında, koridordan pencereye (a) ve duvardan duvara (b) sıcaklık dağılımı.

Test odasında yer alan 5 adet stant üzerindeki ısı çiftlerinin hava sıcaklık değişimleri ofis çalışma saatlerinde Şekil 3.31'de duvardan-duvara ve koridordan-pencereye 1,1 m yükseklik için gösterilmektedir. Şekil 3.31a'da koridordan pencereye sıcaklık farkı beklenildiği gibi SP ve PRDSZ durumları arasında en fazladır. Bu iki durum arasındaki ortalama sıcaklık farkı koridor tarafında 1,2 °C iken pencere kenarına yakın bölgede sıcaklık farkı cam yüzeyindeki yüksek sıcaklık etkisinden dolayı 2 °C civarına çıkmaktadır. Durum 1'de koridordan pencereye maksimum sıcaklık farkı 0,7 °C'dir ve Durum 2'de minimum sıcaklık farkı 0,3 °C'dir. Şekil 3.31b, duvardan duvara sıcaklık dağılımının pencereden koridora göre daha üniform olduğunu göstermektedir. Perde kullanılan

durumlarda sıcaklık farkları yok denecek kadar azdır ancak, perdesiz durumda merkezden duvara maksimum sıcaklık farkı bile 0,25 °C ile ortaya çıkmaktadır. Duvar yüzey sıcaklıkları bütün durumlarda birbirine çok yakın olduğu için, en yüksek sıcaklık farkları stor perde ve perdesiz durumlar arasında 1,35 °C ile oda merkezinde oluşmuştur. Zebra stor perdenin gece ve gündüz modu durumlarında duvardan duvara sıcaklık farkları konforu etkileyecek düzeyde görülmemiştir.



Şekil 3.32 Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklığı farklılıkları.

Şekil 2.12 ve Şekil 2.14 gösterildiği gibi test odası, düşey sıcaklık dağılımını ölçmek için odanın beş farklı noktasındaki stantlar ısıl çiftlerle donatılmıştır. Isıl

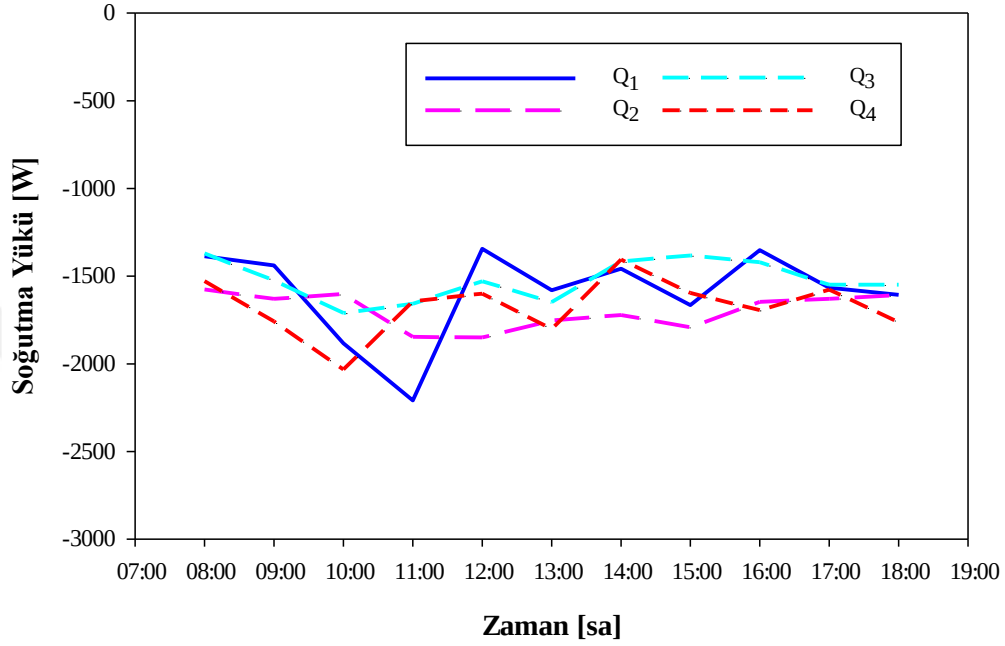
çiftler yerden 0,1 m, 0,6 m, 1,1 m, 1,7 m ve 2,5 m yüksekliğinde Stantlar 1-3' e üzerine konumlandırılmıştır. Stant 4 ve 5'e yerleştirilen ısı çiftler sırasıyla yerden 0,1 m, 1,1 m, 1,7 m ve 2,5 m yüksekliğinde konumlandırılmıştır. Şekil 3.33, dört farklı durumda dikey sıcaklık dağılımını göstermektedir. Odanın farklı bölgelerinde bulunan stantlar her durum için ayrı ayrı değerlendirildiğinde, pencere kenarına yerleştirilen Stant 1'in düşey sıcaklık farklarının güneş ışıını etkisinden dolayı daha yüksek olduğu görülmektedir. Stant 1'de ayak bileği (0,1 m) ve ayakta baş mesafesi (1,7 m) arasındaki en yüksek sıcaklık farkları sırasıyla Durum 1, 2, 3 ve 4'te 1 °C, 0,9 °C, 1,1 °C ve 1,1 °C'dir. Düşük güneş radyasyonu etkisi ve düşük panel yüzey sıcaklığının olduğu radyant duvar panellerinin (Stant 4 ve 5) yakınındaki ayak bilekleri ile baş seviyesi arasındaki sıcaklık farkı 0,5 °C - 0,9 °C arasında düzgün bir dağılım göstermiştir. Önemli yerel konfor parametrelerinden biri olan düşey sıcaklık dağılımına perde kullanımının fazla bir etkisi olmadığı gibi görülmüş ve tüm durumlar için düşey sıcaklık farkları ISO 7730 konfor standardındaki limitlerin oldukça altında kalmıştır.

3.1.2.4 Soğutma Yükleri

Test sırasında her bir durum için ofis saatlerinde soğutma yüklerinin nasıl değiştiği Şekil 3.33'te gösterilmiştir. Sabah saatlerinde dış pencere yüzeylerine gelen direk güneş ışıınının neden olduğu yüksek pencere yüzey sıcaklığı, perde kullanılmayan Durum 1 için soğutma yükünün (Q_1) ani yükselmesinde etkili olduğu görülmüştür. Ayrıca gün boyunca yüklerdeki dalgalanmalar, perde kullanımına göre dış ortam hava koşullarından daha fazla etkilenmiştir. Özellikle stor perdenin kullanıldığı Durum 2 ölçümlerine bakıldığında, mahallin güneş ışıınına daha az maruz kaldığı için, yüklerdeki dalgalanmaların daha az olduğu görülmüştür.

Perdesiz duruma benzer olarak güneş geçirgenliği yüksek olan zebra perdenin gündüz modundan kullanımı da (Durum 4) pencere iç yüzeyinde sıcaklığın oda içerisine nüfuz etmesiyle yüklerde dalgalanmalara neden olmuştur. Ortalama soğutma yükleri sırasıyla Durum 1, 2, 3 ve 4 için -1589,5 W, -1695 W, -1522 W, -1672 W olarak hesaplanmıştır. Yüksek cam yüzeylere sahip mahallerin

soğutmalarında radyant panel kullanımı her ne kadar içerdeki sıcaklık dalgalanmalarını engellese de cam yüzeylerinin direk güneş ışınımına maruz kaldığı durumlarda bu dalgalanmaları engellemek yetersiz kalabilmektedir. Perdelerin içerdeki aydınlık kontrolü dışında, içerdeki soğutma yükü dalgalanmalarını da önemli ölçüde düşürdüğü görülmüştür



Şekil 3.33. Soğutma yüklerinin farklı durumlardaki değişimi.

3.2 Isıtma Sezonu Deneyleri

Isıtma sezonunda soğutma sezonuna benzer koşullarda ve farklı günlerde oda içerisindeki sıcaklık değişimleri ve ısı konfor ölçümleri ayrıntılı olarak analiz edilmiştir. Ölçümler panel performansını net görebilmek için Aralık-Mart ayları arasında ve özellikle ısıtma yüklerinin yüksek olduğu günlerde yapılmıştır. Bu kapsamda gün içerisinde ortalama dış ortam sıcaklıklarının 2,4 °C ve 2,2 °C olduğu 13 Şubat 2021 ve 16 Şubat 2021 tarihlerinde sırasıyla tüm radyant panel (D_1) ve duvar radyant panel (D_2) ısıtma durumları karşılaştırmalı olarak analiz edilmiştir. Bu günlere ait ortalama değerler Tablo 9’da özetlenmiştir. Radyant panellerin ısıtma modunda çalışma durumları şematik olarak Şekil 3.34’te verilmiştir. Isı pompası sistemi her iki durum içinde sürekli çalışır durumda bırakılmakta ve

panellere aktarılan besleme suyu sıcaklığı bir gün önceden istenilen sıcaklığa ayarlanmaktadır.

Test odası içerisinde arzu edilen konfor seviyesi kış sezonunda $0,154 \text{ m}^2\text{K/W} / 1 \text{ clo}$ normal iş kıyafeti ve $70 \text{ W/m}^2 / \text{met} = 1,2$ oturarak, hafif etkinlik için ISO 7730 standardı A, B ve C kategorisine göre değerlendirilmiştir. İlgili standardın ofisler için tasarım kriterlerini içeren değerler Tablo 3.10'da verilmiştir. Görüldüğü üzere iç ortam konfor seviyesi A, B ve C olmak üzere 3 ayrı kategoriye ayrılmıştır. En üst konfor seviyesi olan A kategorisinde PPD ve PMV değerlerinin sırasıyla $6 < \text{PPD}$ ve $-0,2 < \text{PMV} < +0,2$ aralığında olması tavsiye edilmektedir. B ve C kategorisinde bu değerlerin $10 < \text{PPD}$ ve $15 < \text{PPD}$ ve $-0,5 < \text{PMV} < +0,5$ ve $-0,7 < \text{PMV} < +0,7$ olması tavsiye edilmektedir.

Tablo 3.9 Isıtma sezonunda yapılan deney koşulları.

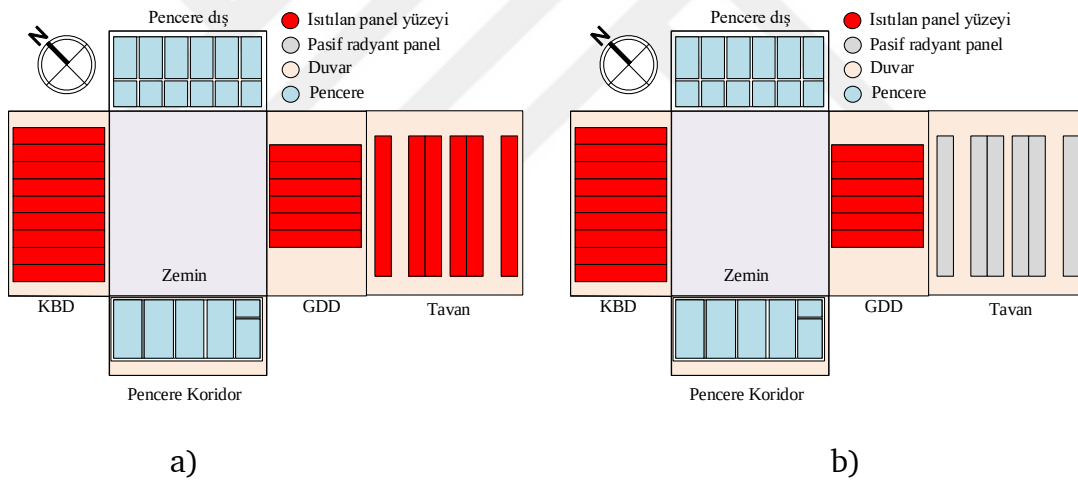
Durumlar	#D1 (Tüm Panel Isıtma)	#D2 (Duvar Isıtma)
Panel aktif saatler	06.00 - 21.30	06.00 – 18.00
Ölçüm aralığı	00.00 - 23.45	00.00 - 23.45
Konfor ölçüm aralığı	08.00 – 18.00	08.00 – 18.00
T_{bs} (°C)	47	49,3
Tarih	13 Şubat	16 Şubat
T_{ds} (°C)	41,6	44,4
T_{do} (°C)	2,4	2,2
$\dot{Q}_{su}$ (m^3/h)	0,634	0,4
$\dot{q}$ (W/m^2)	124,3	143,3

Panel içerisinde su sirkülasyonu oda içerisindeki duvar üzerinde yer alan, iç ortam hava sıcaklık kontrollü termostatlara kolektör üzerindeki motorlu vanayı aktif hale getirilerek yapılmaktadır. Tüm panellerin ısıtıldığı Durum 1 için besleme suyu sıcaklığı $44 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak ayarlanırken duvar ısıtma durumunda en yüksek sıcaklık olan $50 \text{ }^\circ\text{C}$ ayarlanmıştır. Her iki durumda da 24 saat periyodunda ölçümler

alınırken, konfor ölçümleri sadece ofis çalışma saatlerinde alınmıştır. Ortalama su debisi Durum 1 ve Durum 2 için 0,634 m³/h ve 0,4 m³/h olarak ölçülmüştür.

Tablo 3.10 Ofis odaları için kış sezonu konfor kriterleri [82].

Kategori	Bütün vücut ısı durumu			Yerel rahatsızlık		
	PPD [%]	PMV	Çalışma Sıcaklığı ₁	DR [%]	PD [%]	
					Düşey hava sıcaklık farkı	Sıcak veya soğuk zemin
A	<6	- 0,2<PMV<+0,2	22±1	<10	<3	<10
B	<10	- 0,5<PMV<+0,5	22±2	<20	<5	<10
C	<15	- 0,7<PMV<+0,7	22±3	<30	<10	<15

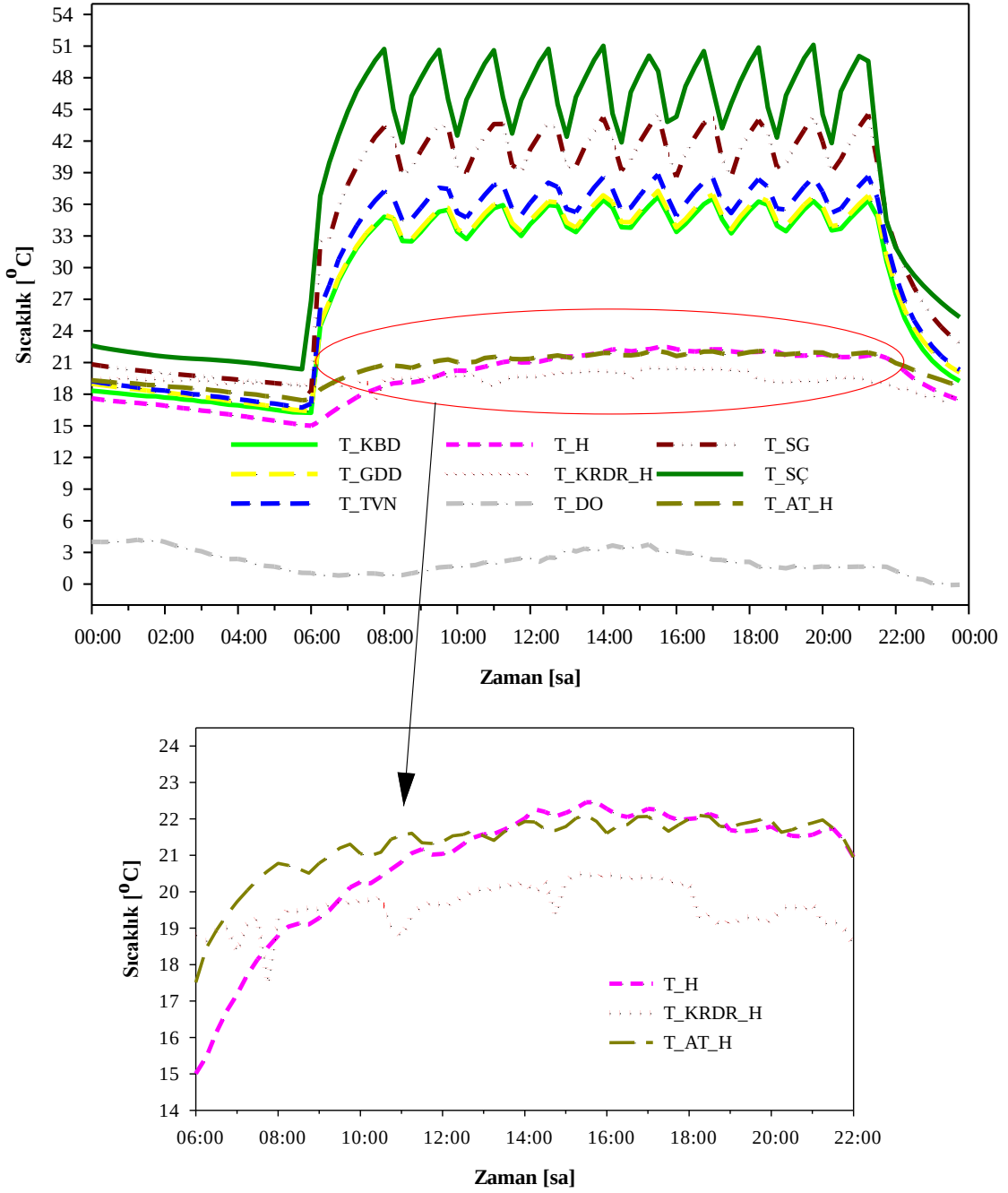


Şekil 3.34. Tüm panel (a), ve duvar (b) radyant panel ısıtma senaryoları.

3.2.1 Tüm Radyant Panellerin Isıtma Modunda Çalışması

13 Şubat 2021 tarihinde 24 saatlik periyotta test odasında duvar ve tavan panellerin beraber aktif ısıtma yaptığı sıcak yüzey ve ortam hava sıcaklıklarının ölçüm sonuçları Şekil 3.35'te verilmiştir. Panele verilmesi gereken su sıcaklığı ölçümlerden bir gün önce 44 °C sıcaklığına ayarlanmış, deney yapılacak gün, sabah 06.00'da oda içerisindeki termostatlara suyun panellerden akışı sağlanmıştır. Isıtma yapıldığı saatlerde ortama dış hava sıcaklığı 2,4 °C olurken, koridor

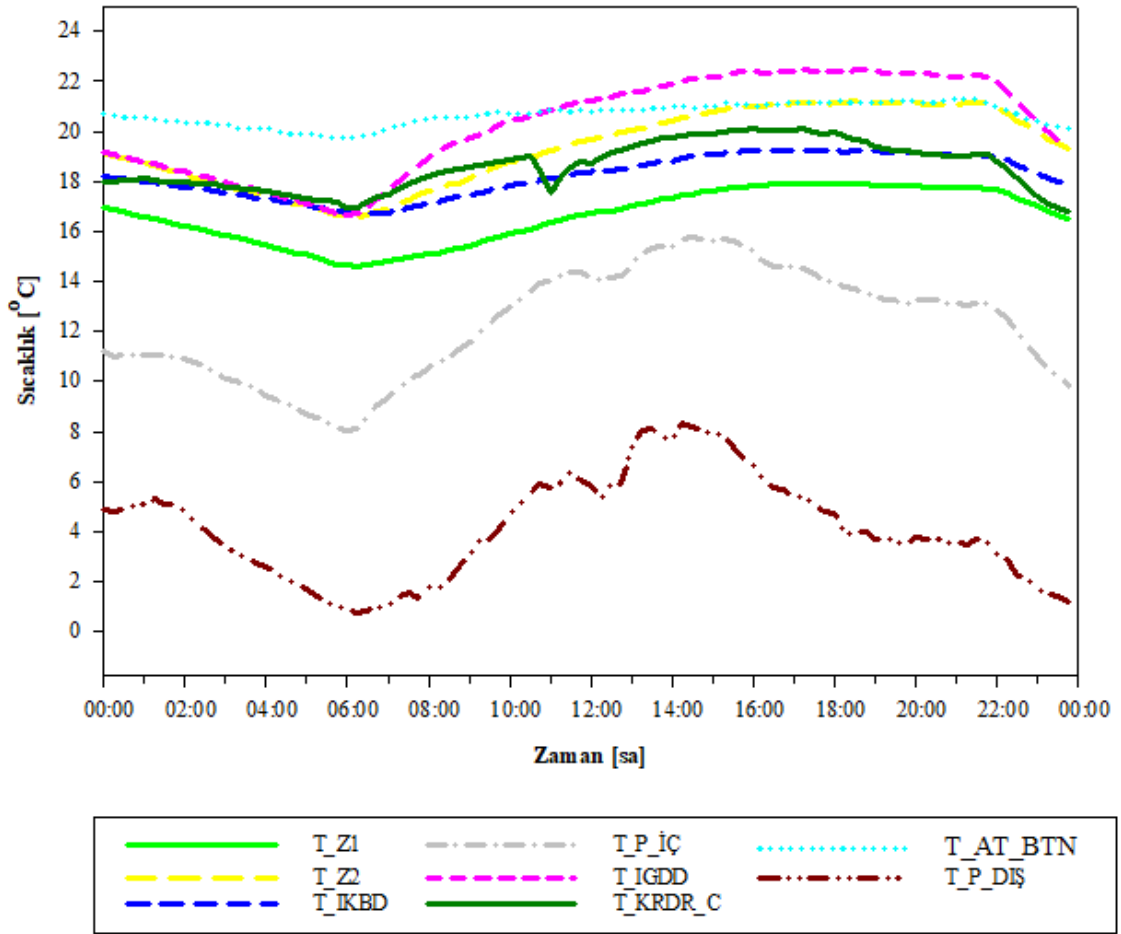
tarafında şartlandırma yapıldığı için oradaki ortalama hava sıcaklığı 19,7 °C olarak ölçülmüştür. Koridor tarafının şartlandırılması, test odası ısıtma yüküne önemli katkıda bulunmasının yanında, odanın koridor tarafında daha düzgün konfor ve sıcaklık dağılımı oluşmasına neden olmaktadır.



Şekil 3.35 Tüm panel ısıtma durumunda ısıtılan yüzeyler ve ortam sıcaklık değişimleri.

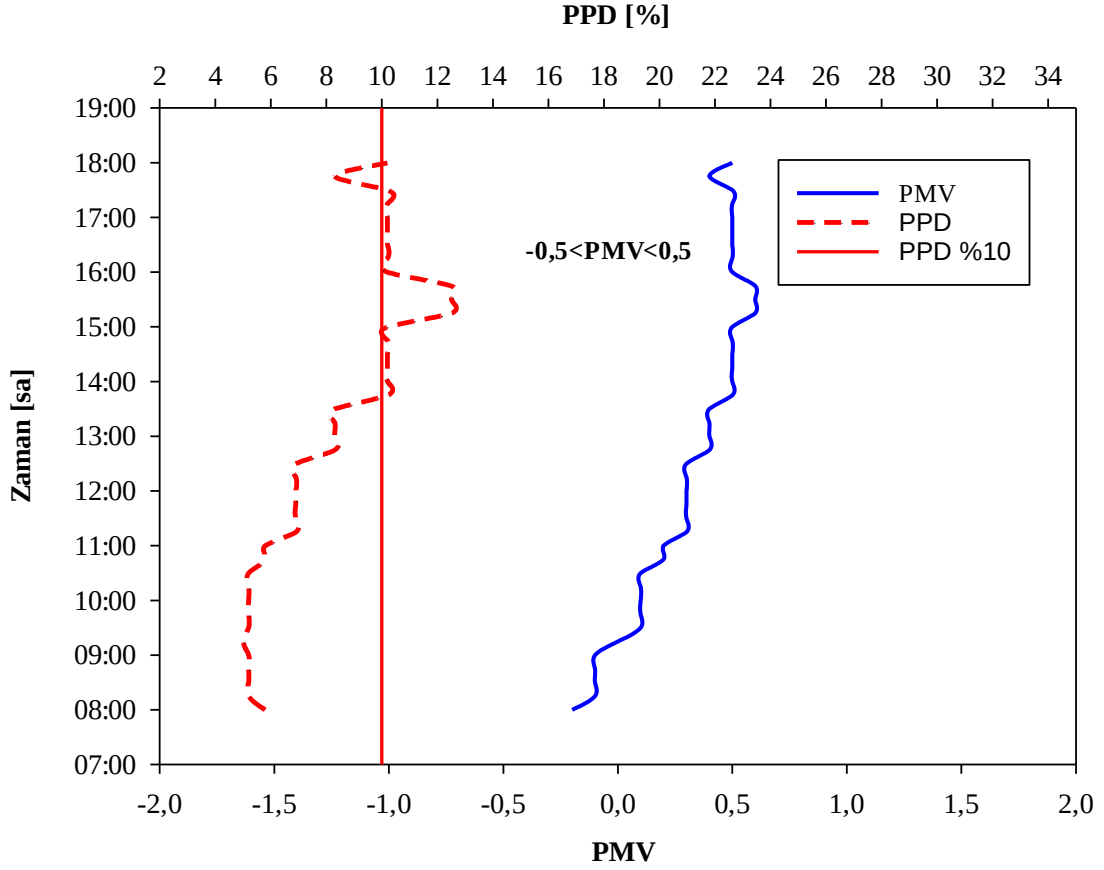
Ortalama panel giriş ve çıkış sıcaklık farkı 5,4 °C olurken, panel yüzey sıcaklıkları 34,5 ile 36,5 arasında değişiklik göstermiştir. Şekil 3.35'te görüldüğü üzere, ortalama tavan panel yüzey sıcaklığı tüm ölçüm boyunca duvar yüzey sıcaklıklarından 2 °C yüksek olarak kaydedilmiştir. KB duvar yüzey sıcaklığının GD duvar yüzey sıcaklığına göre küçük de olsa daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi de KB duvarının arka cephesinde şartlandırılmamış asansör ve yangın merdivenin bulunmasından kaynaklı daha fazla ısı kaybının gerçekleşmesi olarak düşünülmektedir. Oda merkezindeki stant üzerinde 1,1 m yüksekliğinde bulunan ısıl çift ile oda hava sıcaklık değeri (T_H) ve tavan arasındaki ısıl çift ile de asma tavan içerisindeki hava sıcaklıkları (T_{AT_H}) ölçülmüştür. İç ortam hava sıcaklığının sabah 06.00'da 15 °C kadar düştüğü görülürken, paneller açıldıktan sonra, ofis çalışanlarının geldiği saat olan 09.00'da 20 °C ulaştığı görülmüştür. Daha sonraki bölümlerde ayrıntılı olarak çalışma sıcaklığının istenilen sıcaklığa daha erken geldiği anlatılacaktır. Merkez laboratuvarı koridor hava sıcaklığı (T_{KRDR_H}) güvenlik görevlilerin kullanım alanında yer aldığı için 24 saat boyunca ortalama 19 °C sabit tutulmaktadır.

Test odasının tüm panel ısıtma ölçümleri sırasında ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının nasıl değiştiği Şekil 3.36'da gösterilmektedir. Deney düzeneğinin tanıtıldığı üçüncü bölümde ısıl çiftlerin ısıtılmayan yüzeylere yerleşim planı şekiller üzerinde gösterilmiştir. Zemin sıcaklığı için pencereye bir metre uzaklığa (T_{Z1}) ve odanın merkezine (T_{Z2}) olmak üzere 2 adet ısıl çift yerleştirilmiştir. Ölçülen zemin sıcaklıklarına bakıldığında, özellikle pencere yakın konumda ortalama 16,8 °C sıcaklıklar görülmüş bu da standartlarda önerilen 19 °C zemin sıcaklığının oldukça altında olduğu görülmektedir. Oda merkezi ile pencere kenarı zemin sıcaklık farkı, özellikle radyant panellerin etkisiyle ofis saatlerinde ortalama 3 °C olarak kaydedilmiştir.



Şekil 3.36 Test odasında ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları.

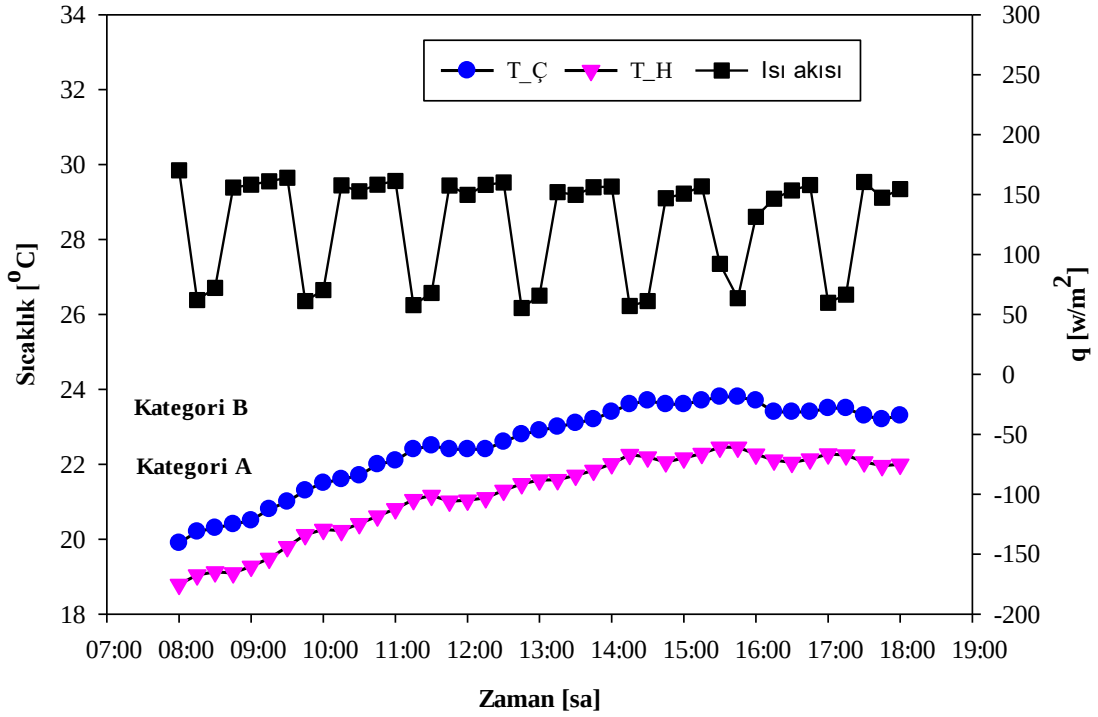
Pencere iç ($T_{P_İÇ}$) ve Pencere dış ($T_{P_DİŞ}$) yüzey sıcaklık farkları ortalama 8 °C olarak gerçekleşmiştir. Odanın beton tavan sıcaklığı (T_{AT_BTN}) da ısıt çift yardımıyla ölçülmüştür. Beton yüzey sıcaklığı tüm gün ölçüm sırasında çok küçük sıcaklık değişimlerine uğramıştır. Bunun en büyük nedeni de test odası üstünde yer alan ofis odasının da şartlandırılması ve ısı transferinin bu iki bölüm arasında ihmal edilebilir düzeyde olmasıdır. Pencereye yakın KB duvarının ısıtılmayan yüzeyinde ortalama sıcaklık 18,4 °C iken GD duvarının ısıtılmayan koridor tarafındaki ortalama yüzey sıcaklığı 21,3 °C olarak ölçülmüştür. Düşük pencere yüzey sıcaklığı ve ısıtılmış koridor bölgesi bu sıcaklık farkının meydana gelmesini sağlamıştır. Koridor tarafındaki soğuk yüzeylerin etkisinde kalan koridor cam yüzey sıcaklığı (T_{KRDR_C}) ortalama 19,2 °C olarak ölçülmüştür.



Şekil 3.37 Tüm panel ısıtmada PMV ve PPD konfor parametrelerinin ofis saatlerinde değişimi.

Tüm panellerin ısıtıldığı ve besleme suyu sıcaklığının 44 °C ayarlandığı durum için odanın merkezindeki konfor değişiminin zamana göre değişimi Şekil 3.37’de verilmektedir. Ofis içerisindeki konfor seviyesi ölçülürken mümkün olduğu kadarıyla ISO 7730 B kategorisi içerisinde olmasına dikkat edilmektedir. Bu kapsamda termostat sıcaklığı 22 °C olarak ayarlanmıştır. Şekil 3.37 incelendiğinde, ofis çalışma saatleri içerisinde odanın merkezinde alınan konfor ölçümleri ilgili standardın B kategorisini rahatlıkla sağladığı görülmüştür. Özellikle saat 08.00-12.30 arasında PPD değeri %6’nın, PMV değeri de $-0,2 < PMV < 0,2$ aralığında kaldığı ve kategori A’yı sağladığı görülmüştür. Şekil 3.38’de oda merkezinde çalışma sıcaklığı ($T_{\text{Ç}}$), hava sıcaklığı (T_{H}) ve ısı akısının nasıl değiştiği görülmektedir. Sistem 22 °C iç ortam hava sıcaklığı kontrollü çalıştığı için, çalışma sıcaklığı özellikle 13.00’dan sonra yükselerek ilgili standardın B kategorisinde yer almıştır. Hava sıcaklığına dayalı termostat kontrolü

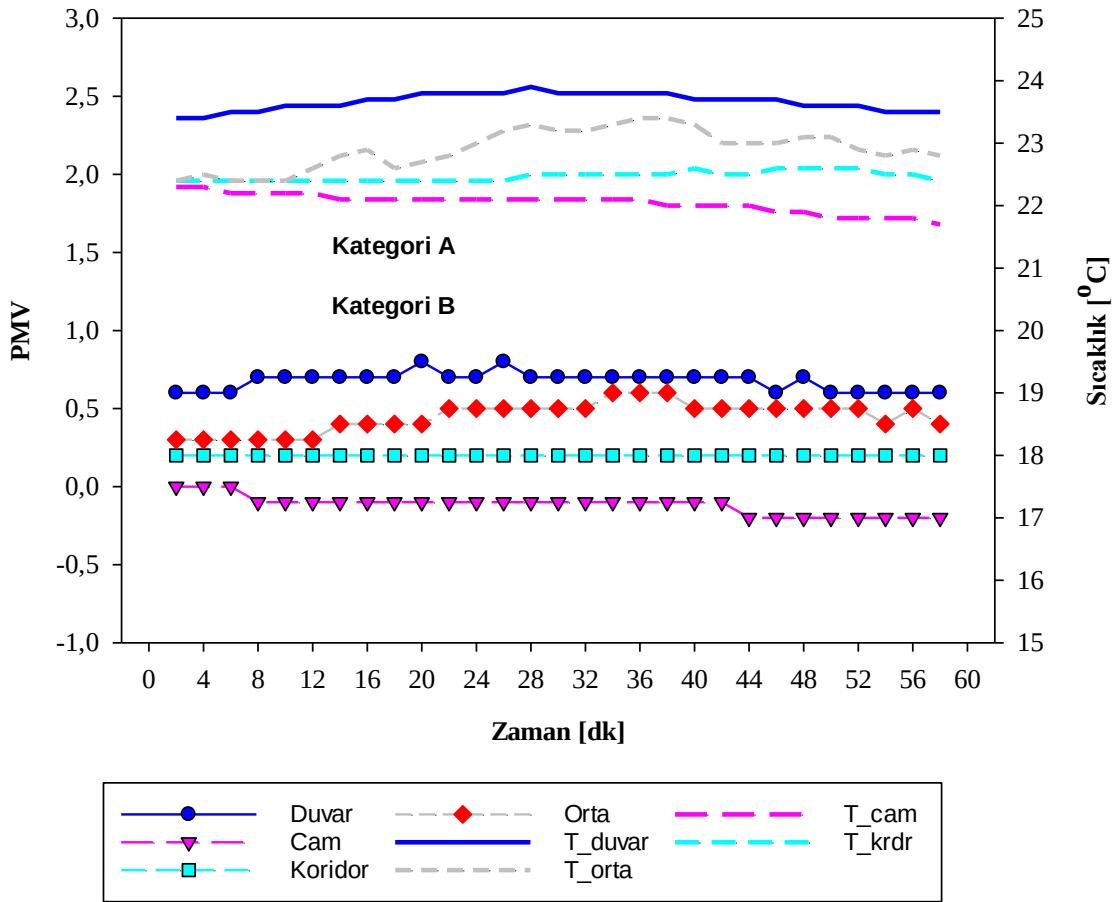
yerine çalışma sıcaklığına dayalı gelişmiş bir kontrol sisteminin kullanılması, daha düşük sıcaklıklar ile standartlarda belirtilen konfor değerlerinin elde edilmesi sağlanabilecektir. Bu süreçte toplam ortalama ısı akısı da $124,3 \text{ W/m}^2$ olarak hesaplandığı görülmüştür.



Şekil 3.38 Ofis saatlerinde tüm panel ısıtmada toplam ısı akısı, çalışma ve hava sıcaklık değişimi.

Test odasının büyüklüğü göz önüne alındığında özellikle kış aylarında odanın her yerinde sabit konforu sağlamak neredeyse imkânsız hale gelmektedir. İçerdeki sıcaklık kontrolü GD duvarı üzerinde yer alan termostatla yapıldığı göz önüne alındığında, sıcaklık sensörünün farklı bir konumda bulunmasının konfora etkisini tartışmak yararlı olacaktır. Şekil 4.39'da tüm panel ısıtma durumunda test odasının 4 farklı noktasında (radyant panel duvarı yanı, pencere yanı, koridor tarafı ve oda merkezi) İHK cihazı kullanılarak birer saatlik ölçümler alınmıştır. Ölçümler boyunca İHK cihazı yerden 1,1 m yükseklikte ve çevre yüzeylerden 1 m uzakta konumlandırılmıştır. Genel olarak bakıldığında test odasının yaşanabilir her bölgesinde ofisler için önerilen çalışma sıcaklığı karşılanabilirken, radyant panellerin bulunduğu duvarlara yakın kısımda ve odanın kısmen merkezinde konfor seviyesinin sağlanamadığı net bir şekilde görülmektedir. Sıcaklık

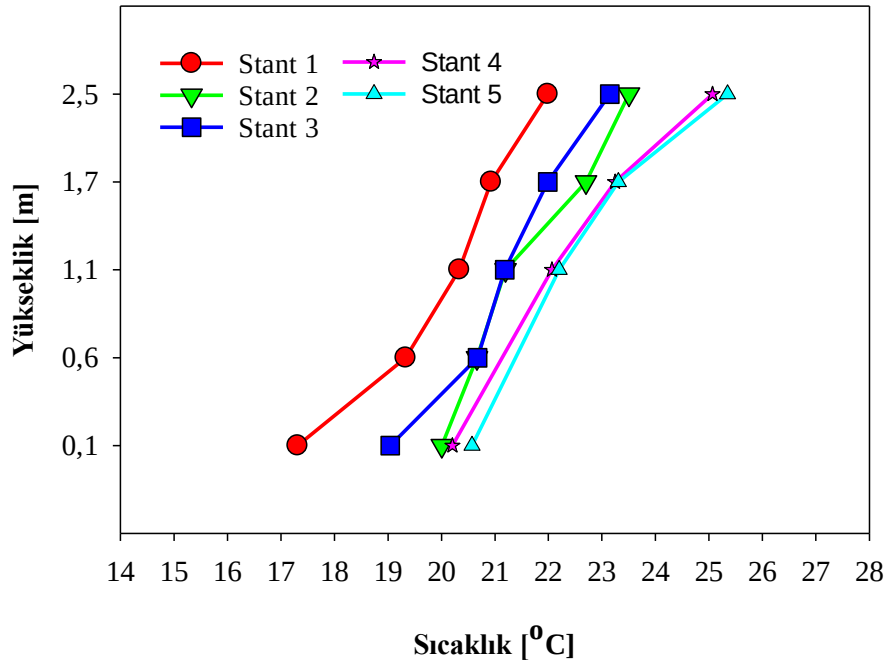
sensörünün oda merkezi ile pencere arasında bir noktada konumlandırılması oda genelinde daha düzgün bir konfor sağlanabileceği düşünülmektedir.



Şekil 3.39 Test odasının farklı noktalarında ısı konforu ve çalışma sıcaklığının değişimi.

Ayak bilekleri ile baş mesafesi arasındaki düşey sıcaklık farkları rahatsızlıklara neden olabilmektedir. Şekil 3.40'ta odanın beş farklı noktasına konumlandırılan stantlar üzerindeki ısı çiftleri yardımıyla zeminden 0,1 m ile 2,5 m arasında sıcaklık değişimleri gösterilmiştir. Beklenildiği gibi pencere kenarında yer alan Stant 1 üzerindeki ısı çiftleri bütün yüksekliklerde en soğuk sıcaklıkları kaydederken, radyant panele yakın olan Stant 4 ve 5 ısı çiftleri en yüksek sıcaklıkları kaydetmiştir. Oda merkezindeki Stant 2 ve Stant 3'teki ısı çiftlerinin kaydettiği sıcaklıkların birbirine yakın ve daha düzgün düşey dağılım gösterildiği görülmüştür. Ayakta baş mesafesi (yerden 1,7 m) ve ayak bileği (yerden 0,1 m) arasındaki düşey hava sıcaklığı farkının bir fonksiyonu olan memnuniyetsizlik

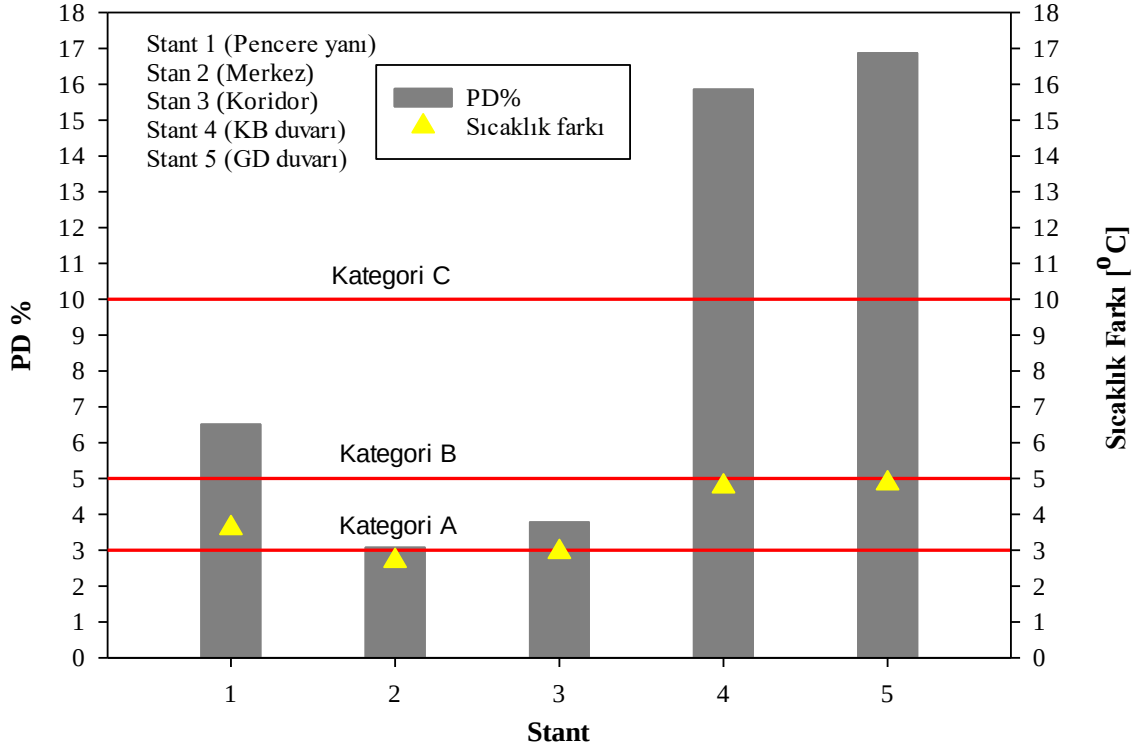
yüzdesi (PD) ve hava sıcaklık farkı değişimi Şekil 3.41’de gösterilmiştir. Kategori A, B ve C için önerilen PD değerlerinin sırasıyla %3, %5 ve %10 olduğu düşünüldüğünde duvar kenarında sıcaklık farkından kaynaklanan yerel konfor değerinin sağlanamadığı net bir şekilde görülmektedir. Pencere kenarında da ortalama 4°C sıcaklık farkı ve %6,5 PD değeri ölçülmüş ofis için önerilen konfor değerini sağlamadığı görülmüştür. Pencere ve duvar kenarı bölgelerinin aksine Test Odasının merkezinde ve koridor tarafında sırasıyla %3 ve %4 PD değeriyle A ve B konfor kategorileri sağlanmıştır.



Şekil 3.40 Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklık dağılımı.

İç ortamlarda zemin sıcaklığının çok sıcak veya çok soğuk olması zemine temas noktalarında ısı his nedeniyle rahatsızlık meydana gelebilmektedir. Tüm panel ısıtmada zemin sıcaklığına bağlı PD ve zemin sıcaklığının değişimleri Şekil 3.42’de gösterilmiştir. Zemin sıcaklığına bağlı memnuniyetsizlik ISO 7730 A ve B kategorisinde %10’un ve C kategorisinde de %15’in altında olması tavsiye edilmektedir. Test odasında zemin sıcaklıkları odanın merkezi ve pencereye 1 metre mesafede olmak üzere 2 farklı noktada ölçülmüştür. Zemin yüzey sıcaklığı da A ve B kategorisinde 19 °C, C kategorisinde de 17 °C’den büyük olması tavsiye edilmektedir. Şekil 3.42’ye bakıldığında ofis çalışma saatlerinde odanın merkezide

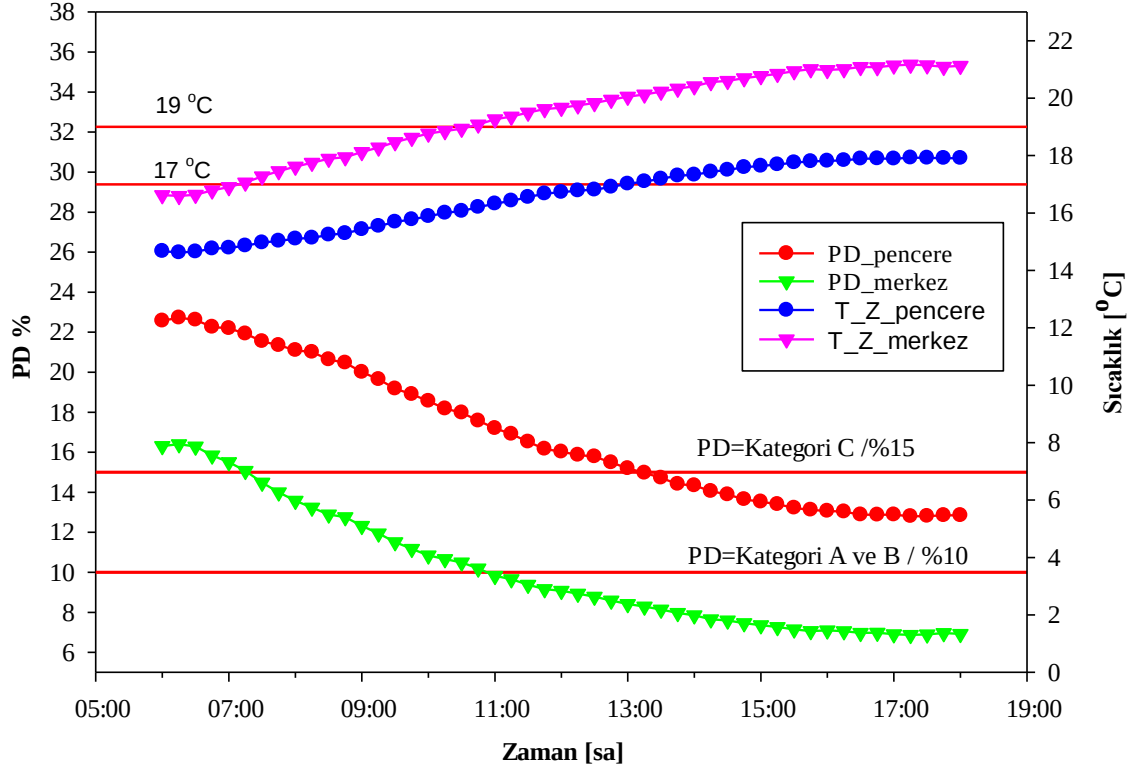
zemin sıcaklığının ve memnuniyetsiz yüzdesinin önerilen yerel konfor standardını karşıladığı görülmüştür. Pencere kenarında yer alan bireyler için aynı konfor standardını sağladığını söyleyememekteyiz. Günün büyük bölümünde ISO 7730 konfor standardının C kategorisini bile sağlayamadığı ama bunun ofis ortamın hafif etkinlikte çalışan bireyler için yetersiz olduğu net bir şekilde söylenebilmektedir.



Şekil 3.41 Düşey sıcaklık farkından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.

Test odasında yer alan 5 adet stant üzerindeki ısı çiftlerinin hava sıcaklık değişimleri ofis çalışma saatlerinde Şekil 3.43 'da duvardan-duvara ve koridordan-pencereye 1,1 m yükseklik için gösterilmektedir. KB duvarındaki panel sayısı GD duvarındakinden fazla olmasına rağmen iki duvar arasında sıcaklık farkı önemsiz sayılacak kadar az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak KB duvarı arkasında yer alan alanın şartlandırılmamış asansör boşluğu ve yangın merdiveni olmasıdır. Duvar yakını ile pencere yakını arasındaki hava sıcaklık farkı 3 °C olurken, duvar yakını ile koridor tarafındaki sıcaklık değeri 2 °C ölçülmüştür. Koridor pencere boyunca merkezle arasında sıcaklık farkı en yüksek 0,8 °C

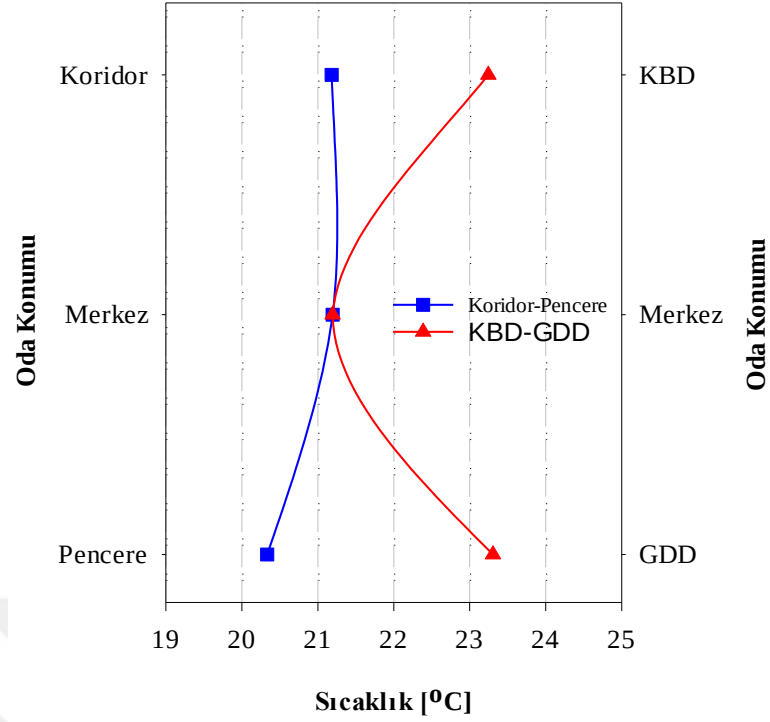
olurken, duvar merkez arasında hava sıcaklık farkı 2,1 °C ölçülmüştür. Bu kadar yüksek sıcaklık farklarının olması içerdeki hem genel hem de yerel konfor seviyesini korumayı zorlaştırmaktadır.



Şekil 3.42 Zemin sıcaklığından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.

3.2.2 Duvar Radyant Panellerin Isıtma Modunda Çalışması

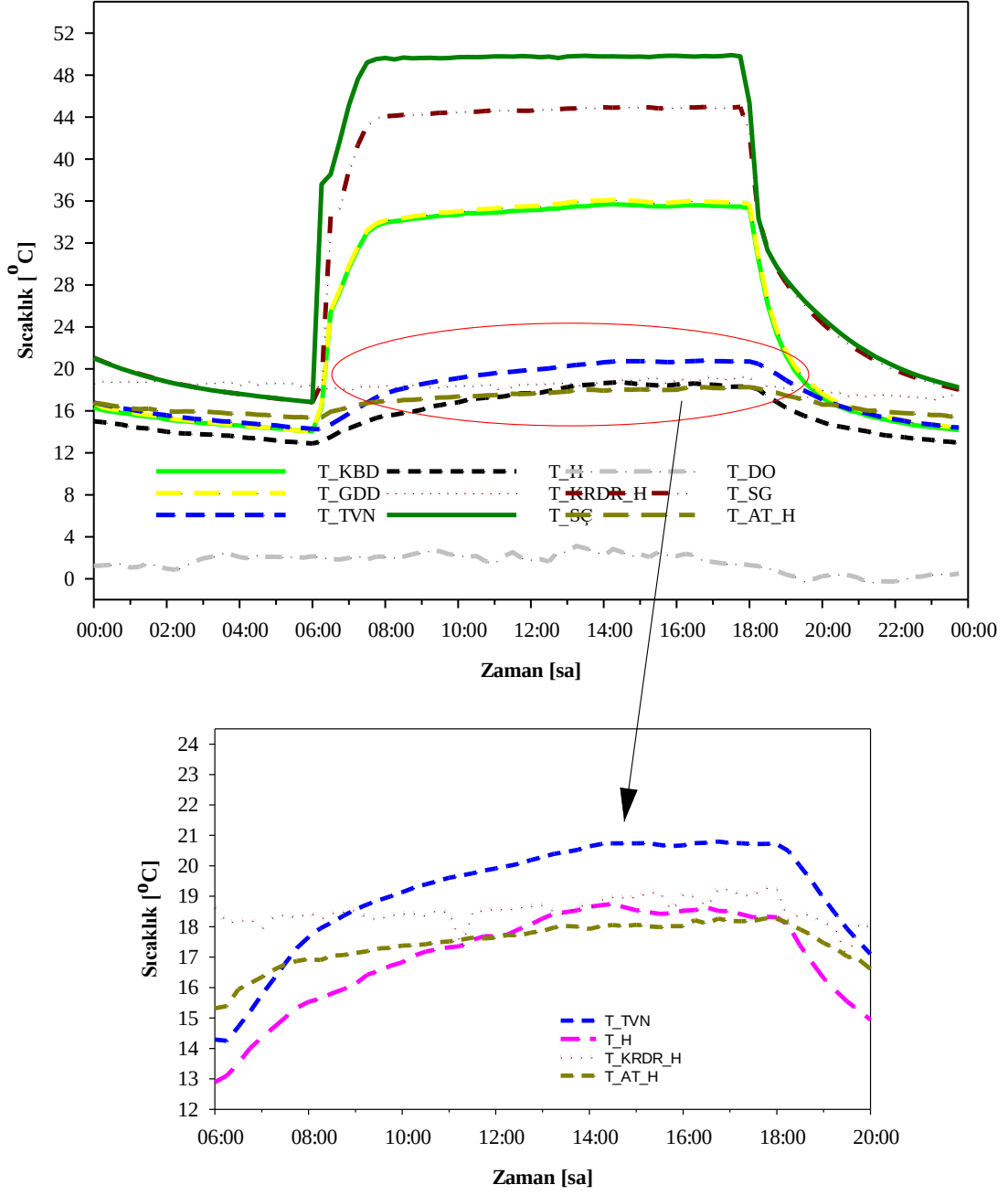
16 Şubat 2021 tarihinde 24 saatlik boyunca test odasında sadece duvar radyant panellerin aktif ısıtma yaptığı sıcak yüzey ve ortam hava sıcaklıklarının ölçüm sonuçları Şekil 3.44'te verilmiştir. Panele verilmesi gereken su sıcaklığı ölçümlerden bir gün önce en yüksek sıcaklık olan 50 °C sıcaklığa ayarlanmış, deney yapılacak gün, sabah 06.00'da oda içerisindeki termostatla suyun panellerden akışı sağlanmıştır. Isıtma yapıldığı saatlerde ortama dış hava sıcaklığı 2,2 °C olurken, koridor tarafında şartlandırma yapıldığı için oradaki ortalama hava sıcaklığı 18,7 °C olarak ölçülmüştür. Koridor tarafının şartlandırılması, tüm yüzey ısıtmasına benzer olarak test odası ısıtma yüküne önemli katkıda bulunması yanında, odanın koridor tarafında daha düzgün konfor ve sıcaklık dağılımı oluşmasına neden olmaktadır.



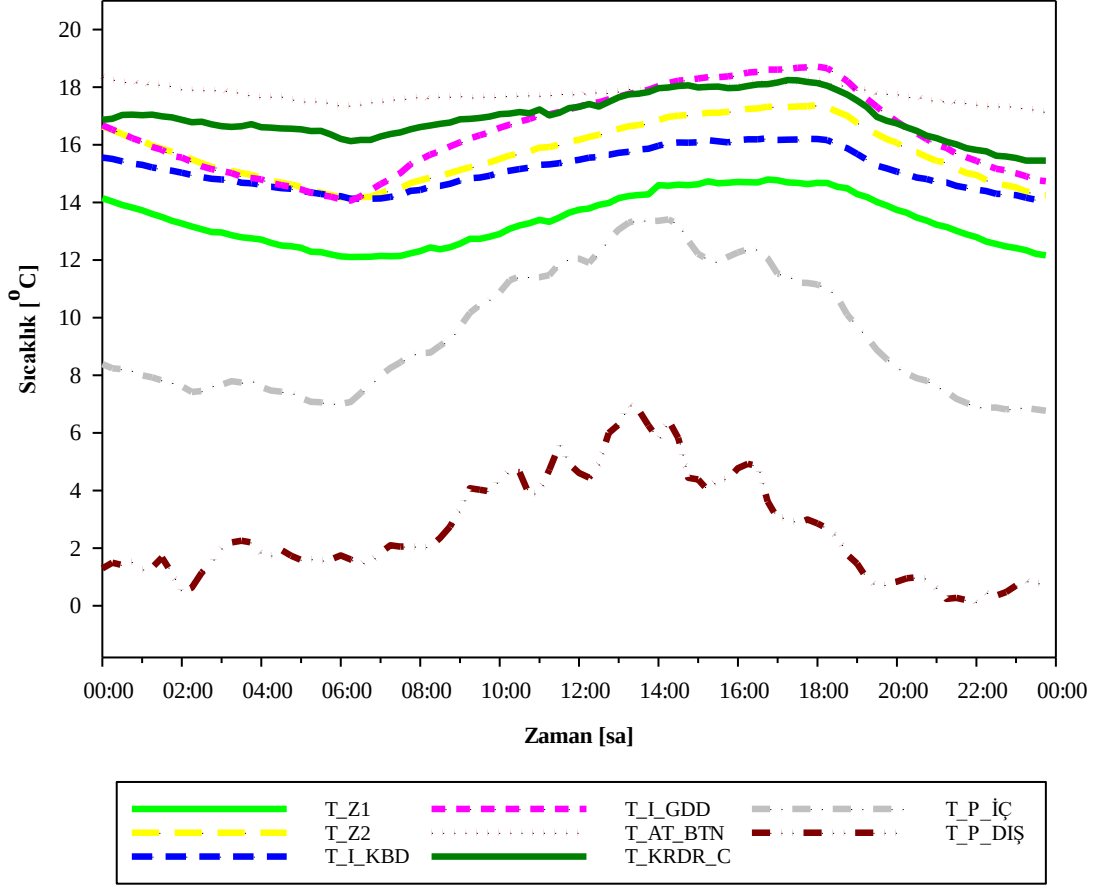
Şekil 3.43 Test odasındaki yatay sıcak değişimleri.

Ortalama panel giriş ve çıkış sıcaklık farkı 5 °C olurken, ortalama duvar panel yüzey sıcaklıkları 35 ve 35,4 olarak ölçülmüştür. Şekil 3.44'te görüldüğü üzere, tavan panelleri kapatıldığı için ortalama yüzey sıcaklığı (T_{TVN}) 20 °C olarak ölçülmüştür. KB duvar yüzey sıcaklığının GD duvar yüzey sıcaklığına göre daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun sebebi de KB duvar duvarının arka cephesinde şartlandırılmamış asansör ve yangın merdivenin bulunmasından kaynaklı ısı kaybının fazla olmasıdır.

Oda merkezindeki stant üzerinde 1,1 m yüksekliğinde bulunan ısı çifti ile oda hava sıcaklık değeri (T_H) ve tavan arasındaki ısı çifti ile de asma tavan içerisindeki hava sıcaklıkları (T_{AT_H}) ölçülmüştür. İç ortam hava sıcaklığının sabah 06.00'da 13 °C kadar düştüğü görülürken, paneller açıldıktan sonra, ofis çalışanlarının geldiği saat olan 09.00'da 16,5 °C hava sıcaklığına ancak ulaşabildiği görülmüştür. Daha sonraki bölümlerde ayrıntılı olarak çalışma sıcaklığının istenilen sıcaklığa daha erken geldiği anlatılacaktır. Merkez laboratuvarı koridor hava sıcaklığı (T_{KRDR_H}) güvenlik görevlilerin kullanım alanında yer aldığı için 24 saat boyunca ortalama 19 °C sabit tutulmaktadır.



Şekil 3.44 Tüm panel ısıtma durumunda ısıtılan yüzeyler ve ortam sıcaklık değişimleri.

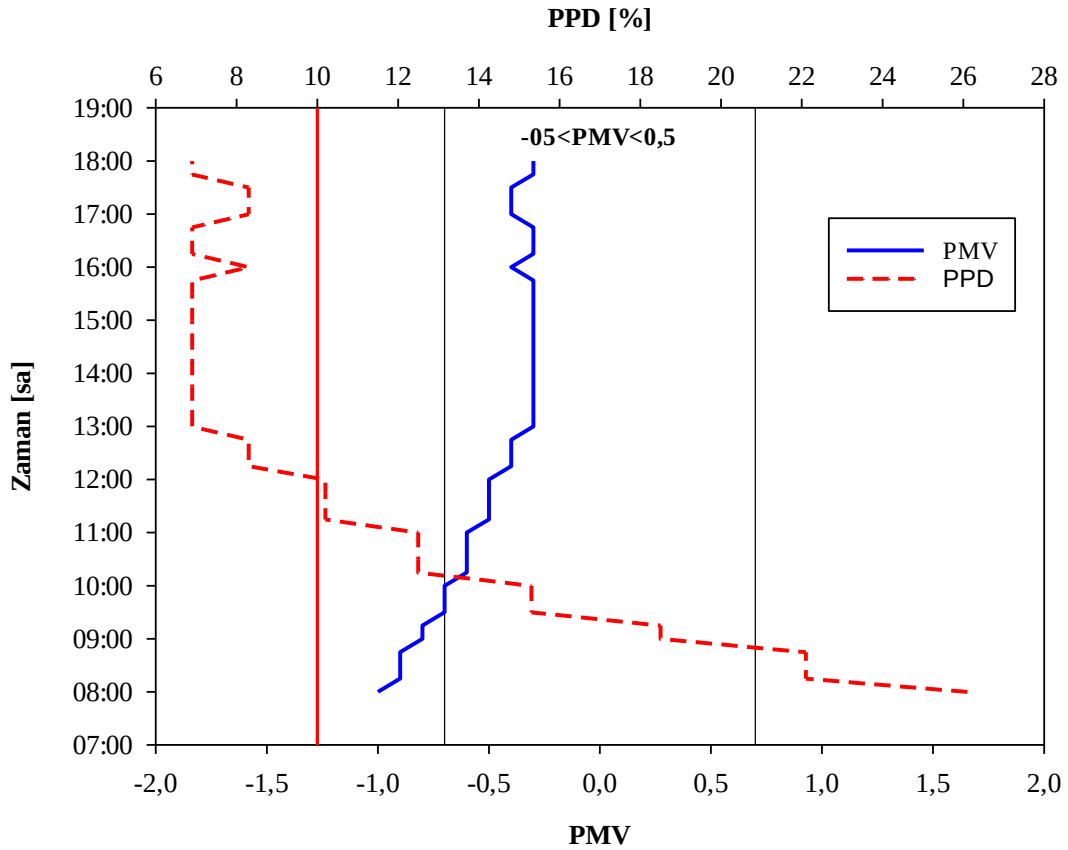


Şekil 3.45 Test odasında duvar radyant panel ısıtması için ısıtılmayan yüzey sıcaklıkları.

Duvar radyant panel ısıtma ölçümleri sırasında ısıtılmayan yüzey sıcaklıklarının nasıl değiştiği Şekil 3.45'te gösterilmektedir. Deney düzeneğinin anlatıldığı ikinci bölümde ısı çiftlerinin ısıtılmayan yüzeylere yerleşim planı şekiller üzerinde gösterilmişti. Zemin sıcaklığı için pencereye bir metre uzaklığa (T_{Z1}) ve odanın merkezine (T_{Z2}) olmak üzere 2 adet ısı çifti yerleştirilmişti. Ölçülen zemin sıcaklıklarına bakıldığında, özellikle pencere yakın konumda ortalama $15,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıklar ölçülmüş bu da ofislerde standartlarda önerilen $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ zemin sıcaklığının oldukça altında olduğu görülmüştür. Zemin sıcaklığı farkı, merkez ile pencere yakınında özellikle radyant panellerin etkisiyle ofis saatlerinde ortalama $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak kaydedilmiştir.

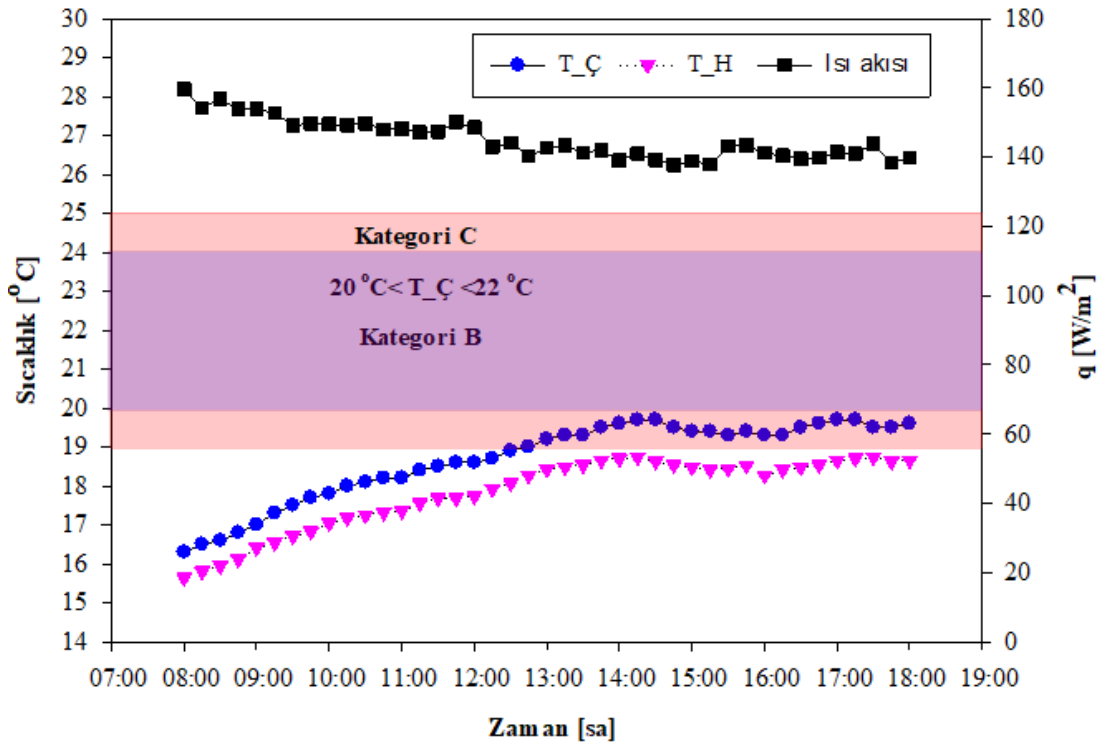
Pencere iç ($T_{P_İÇ}$) ve Pencere dış ($T_{P_DİŞ}$) yüzey sıcaklık farkları 13 Şubat ölçümlerine yakın olarak ortalama $7,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak gerçekleşmiştir. Odanın beton

tavan sıcaklığı (T_AT_BTN) da ısı çift yardımıyla ölçülmüştür. Beton yüzey sıcaklığı tüm gün ölçüm sırasında 17,2 °C ile 18,3 °C arasında çok düşük değişimlere uğramıştır. Bunun en büyük nedeni de test odası üstünde yer alan ofis odasının da şartlandırılması ve ısı transferinin bu iki bölüm arasında ihmal edilebilir düzeyde olmasıdır. Pencereye yakın KB duvarının ısıtılmayan yüzeyinde ortalama sıcaklık 15,6 °C iken GD duvarının ısıtılmayan koridor tarafındaki ortalama yüzey sıcaklığı 17,6 °C olarak ölçülmüştür. Koridor bölgesinin şartlandırılması ve dış cephenin tamamına yakın bölümünün camdan meydana gelmesi bu sıcaklık farkının ortaya çıkmasına neden olmuştur. Koridor tarafındaki soğuk yüzeylerin etkisinde kalan koridor cam yüzey sıcaklığı (T_KRDR_C) ortalama 16,8 °C olarak ölçülmüştür.



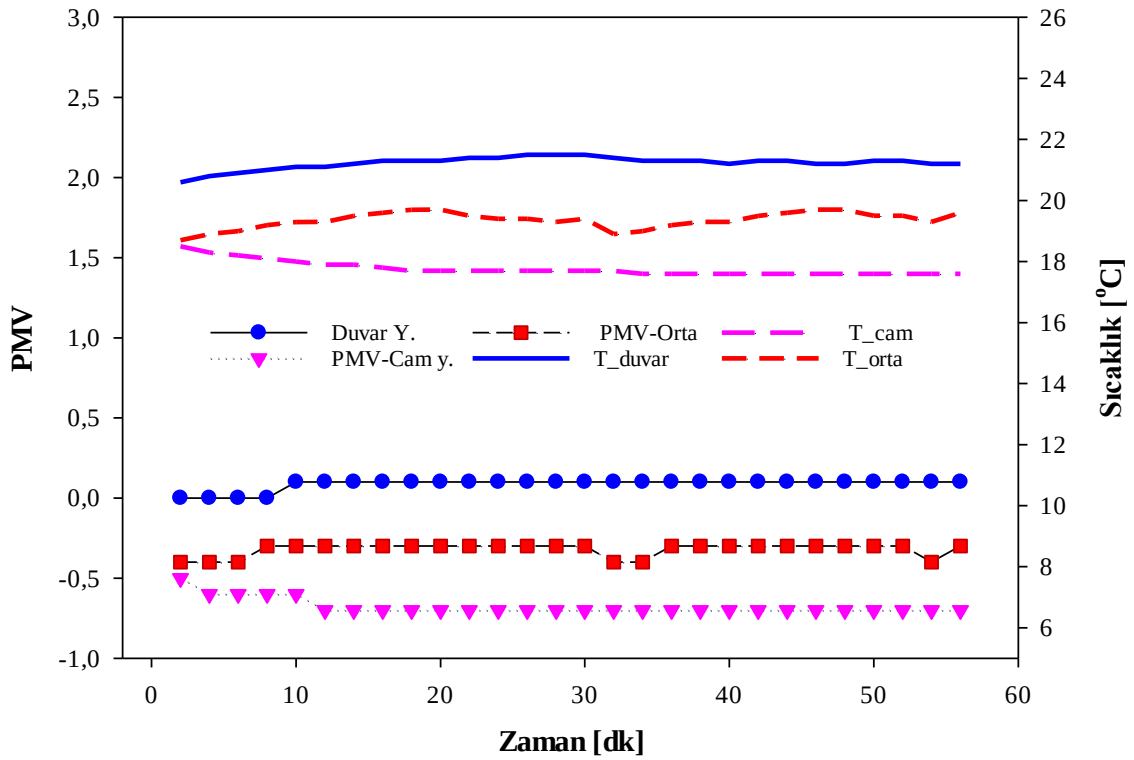
Şekil 3.46 Tüm panel ısıtmada PMV ve PPD konfor parametrelerinin ofis saatlerinde değişimi.

Sadece duvar radyant panellerin ısıtıldığı ve besleme suyu sıcaklığının en yüksek olan 50 °C ayarlandığı durum için odanın merkezinde 1,1 m yüksekliğinde İHK cihazıyla ölçülen konfor değerinin zamana göre değişimi Şekil 3.46’da verilmektedir. Ofis içerisindeki konfor seviyesi ölçülürken mümkün olduğu kadarıyla ISO 7730 B kategorisi içerisinde olmasına dikkat edilmektedir. Bu kapsamda termostat sıcaklığı 22 °C olarak ayarlanmasına rağmen yeteri kadar ısıtma yüzey alanı olmadığı için önerilen konfor seviyeleri karşılanmamıştır. Bunun ilgili ayrıntılar bu bölümde detaylı olarak anlatılacaktır. Şekil 3.46 incelendiğinde ofis çalışma saatleri içinde odanın merkezinde alınan konfor ölçümleri ilgili standardın B kategorisi 11.30 saatinden sonra sağlanabilmişken A kategorisine hiçbir şekilde ulaşılamamıştır. Ofis çalışanlarının 09.00’da işe başladığı düşünüldüğünde, içerde konfor seviyesi ancak 09.30’da C kategorisinde sağlanabilmiştir. Bu tür düşük dış hava sıcaklıklarında sistemin 04.00’da aktif edilmesi bu konforsuzluğun önüne geçilebileceği düşünülmektedir.



Şekil 3.47 Ofis saatlerinde duvar radyant panel ısıtmada toplam ısı akısı, çalışma ve hava sıcaklık değişimi.

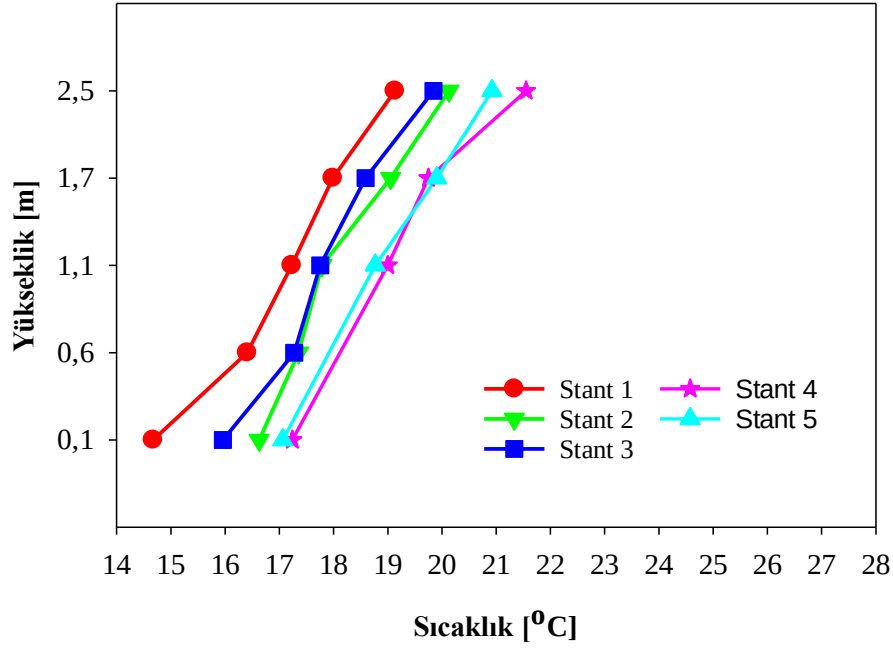
Şekil 3.47’de oda merkezinde çalışma sıcaklığı ($T_{\text{Ç}}$), hava sıcaklığı (T_{H}) ve ısı akısının nasıl değiştiği görülmektedir. Görüldüğü üzere sistem en yüksek çalışma durumunda bile istenilen iç ortam hava ve çalışma sıcaklığına bir türlü ulaşamamıştır. Çalışma sıcaklığı gün ortasında önerilen konfor standardın C kategorisini karşılamasına rağmen, ofis çalışanlarının konfor düzeyini karşılayamadığı görülmüştür. Bu süreçte toplam ortalama ısı akısı da $143,3 \text{ W/m}^2$ olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.48 Test odasının farklı noktalarında ısı konforu ve çalışma sıcaklığının değişimi.

Test odasının büyüklüğü göz önüne alındığında özellikle kış aylarında odanın her yerinde sabit konforu sağlamak neredeyse imkânsız hale gelmektedir. Şekil 3.48’de duvar panel ısıtma durumunda test odasının 3 farklı noktasında (radyant panel duvarı yanı, pencere yanı, oda merkezi) İHK cihazı kullanılarak birer saatlik ölçümler alınmıştır. Ölçümler 16 Şubat 14.00-18.00 arasında, panel giriş çıkış sıcaklıklarının rejime geldiği ve dış ortam sıcaklığının ölçümler boyunca yakın değerlerde olduğu durumda alınmıştır. Dış ortam sıcaklık değişimi için Şekil 3.44

incelenebilir. İHK cihazı bütün ölçümler boyunca yerden 1,1 m yüksekliğinde ve oda içi çevre yüzeylerinden 1 m uzakta konumlandırılmıştır. Duvardan ısıtma yapılırken odanın ısı dengeye ulaştıktan sonra konfor açısından önerilen standart değerleri genel olarak sağladığı Şekil 3.48’de görülmektedir. Radyant panellerin yer aldığı duvarlara yakın bölgelerde, ISO 7730 A konfor standardı ortalama olarak sağlandığı görülmüştür.

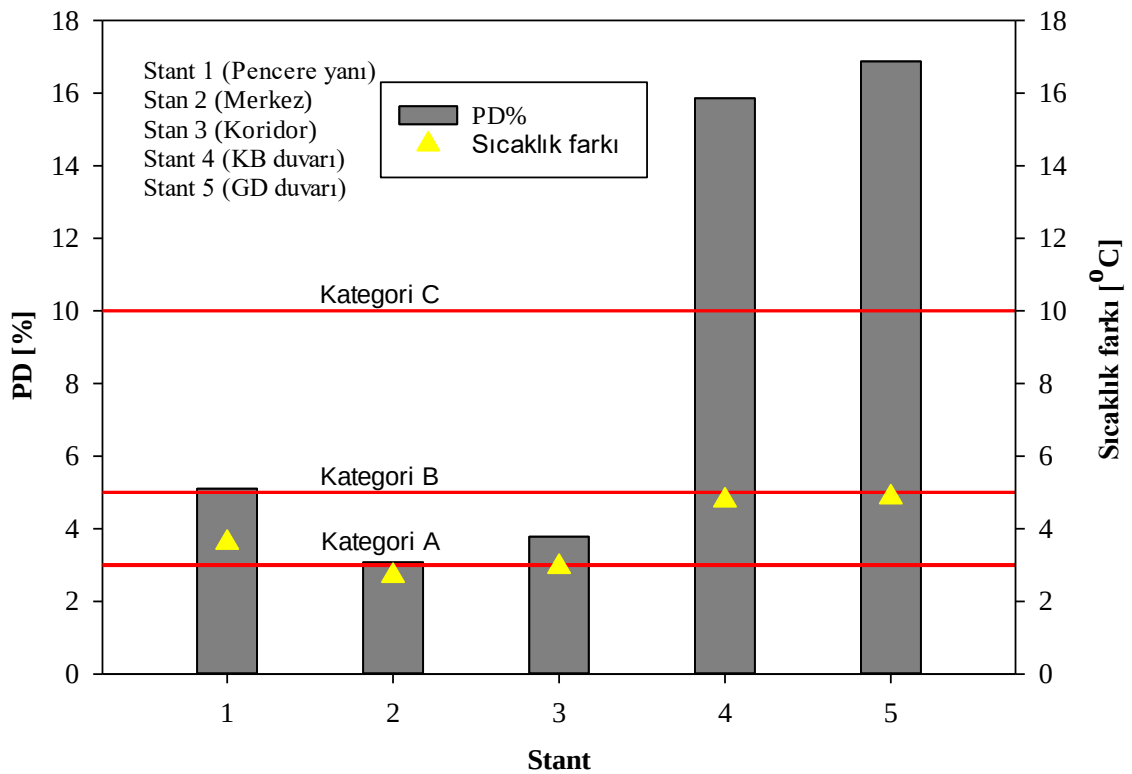


Şekil 3.49 Test odasının farklı noktalarında düşey hava sıcaklık dağılımı.

Oda merkezinde ofis ortamlarında önerilen konfor aralıklarında kalınmasına rağmen ISO 7730 A konfor standardı yakalanamamıştır. Pencereye yakın konumda yapılan konfor değerlendirmesine bakıldığında ofis için değerlendirme kriteri olan ISO 7730 B kategorisi sağlanamadığı görülmüştür. Ortalama dış orta sıcaklığının 2,2 °C altında olduğu günlerde ofis odasında duvardan ısıtma uygulamasının yetersiz olduğu açıkça görülmektedir. Duvardan ısıtma durumunda, ısı pompasının sağlayabileceği en yüksek sıcaklığa ayarlanmasına rağmen duvar yüzey alanının yetersiz kaldığı görülmüştür.

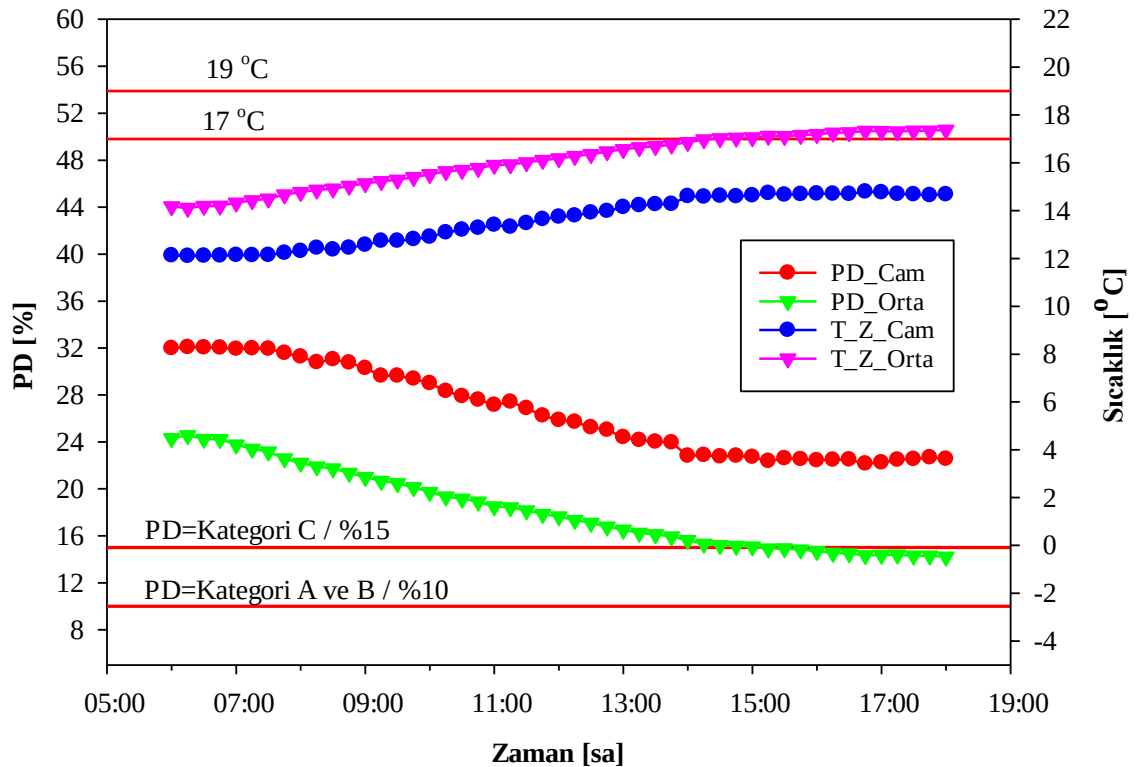
Şekil 3.49’da odanın beş farklı noktasına konumlandırılan stantlar üzerindeki ısı çiftleri yardımıyla zeminden 0,1 m ile 2,5 m arasında duvardan ısıtma durumu için sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Tüm panel ısıtmada olduğu gibi pencere

kenarında yer alan Stant 1 üzerindeki ısı çiftleri bütün yüksekliklerde en düşük sıcaklıkları kaydederken, radyant panele yakın olan Stant 4 ve 5 ısı çiftleri birbirine yakın ve en yüksek sıcaklıkları kaydetmiştir. Oda merkezindeki Stant 2 ve koridor tarafındaki Stant 3'teki ısı çiftlerinin kaydettiği sıcaklıkların birbirine yakın ve daha küçük düşey sıcaklık farkları olduğu görülmüştür. Ayakta baş mesafesi (yerden 1,7 m) ve ayak bileği (yerden 0,1 m) arasındaki düşey hava sıcaklığı farkının bir fonksiyonu olan memnuniyetsizlik yüzdesi (PD) ve hava sıcaklık farkı değişimi Şekil 3.50'de gösterilmiştir. Kategori A, B ve C için önerilen PD değerlerinin sırasıyla %3, %5 ve %10 olduğu düşünüldüğünde duvar kenarlarında ortalama 5 °C sıcaklık farkı ve % 16 PD değeri ile önerilen konfor değeri yakalanamamıştır. Pencere kenarında ortalama 3,6 °C sıcaklık farkı ve %5,2 PD değeri ölçülmüş ve ofis için önerilen konfor değerlerine oldukça yaklaşıldığı görülmüştür. Pencere ve duvar kenarı bölgelerinin aksine Test Odasının merkezinde ve koridor tarafında sırasıyla %2,8 ve %3,6 PD değeriyle A ve B konfor kategorileri sağlanmıştır.



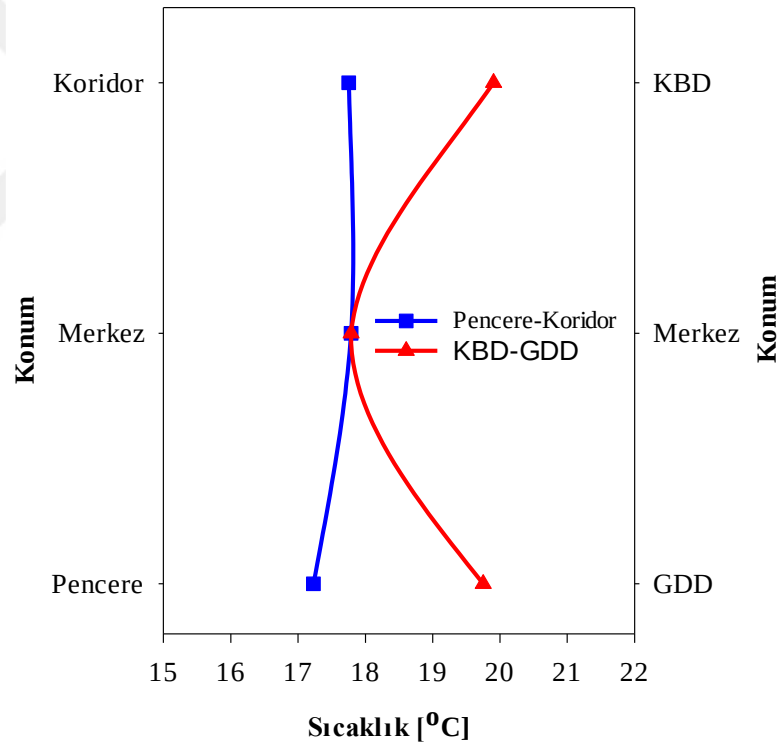
Şekil 3.50 Düşey sıcaklık farkından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.

Zemin sıcaklığının çok sıcak veya çok soğuk olması zemine temas noktalarında ısı his nedeniyle rahatsızlık ortaya çıkabilmektedir. Duvar radyant panel ısıtmada zemin sıcaklığına bağlı memnuniyetsizlik yüzdesi (PD) ve zemin sıcaklığının değişimleri Şekil 3.51’de gösterilmiştir. Bir önceki bölümde bahsedildiği üzere zemin sıcaklığına bağlı memnuniyetsizliğin ISO 773 A ve B kategorisinde %10’un altında olması ve C kategorisinde ise %15’i geçmemesi tavsiye edilmektedir. Test odasında zemin sıcaklıkları odanın merkezi ve pencereye 1 metre mesafede 2 farklı noktada ölçülmüştür. Zemin yüzey sıcaklığı da A ve B kategorisinde 19 °C, C kategorisinde de 17 °C üstünde olması istenmektedir. Şekil 3.51’e bakıldığında ofis çalışma saatlerinde odanın merkezide zemin sıcaklığının ve memnuniyetsiz yüzdesinin önerilen yerel konfor standartlarından sadece C kategorisini 14.00’den sonra kısmen sağladığı görülmüştür. Pencere kenarında yer alan bireyler için aynı konfor standardını sağladığını söyleyememekteyiz. Genel olarak, duvar ısıtma durumunda ofis ortamında hafif etkinlikte çalışan bireyler için ISO 7730 konfor standartları yeterince elde edilemediği görülmüştür.



Şekil 3.51 Zemin sıcaklığından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik.

Şekil 3.52’de ofis çalışma saatlerinde duvardan-duvara ve koridordan-pencereye yerden 1,1 m yükseklikteki sıcaklık değişimleri verilmiştir. KB duvarındaki panel sayısı GD duvarındakinden fazla olmasına rağmen iki duvar arasında sıcaklık farkı önemsiz sayılacak kadar az olduğu görülmektedir. Bunun nedeni olarak KB duvarı arkasında yer alan alanın şartlandırılmamış asansör boşluğu ve yangın merdiveni olmasıdır. Duvar yakını ile pencere yakını arasındaki hava sıcaklık farkı 2,5 °C kadar çıkarken, duvar yakını ile koridor tarafındaki sıcaklık değeri 2 °C ölçülmüştür. Koridor pencere boyunca merkezle arasında sıcaklık farkı en yüksek 0,5 °C olurken, duvar merkez arasında hava sıcaklık farkı tüm panel ısıtma ile aynı şekilde 2,1 °C ölçülmüştür. Sıcaklık farklarının bu kadar yüksek olması tüm radyant panel ısıtma durumunda olduğu gibi hem genel hem de yerel konfor seviyesini korumayı zorlaştırmaktadır.



Şekil 3.52 Test odasındaki yatay sıcak değişimleri.

3.2.3 Isı transfer Katsayılarının Hesaplanması

Isıtma sezonunda yapılan deneyler neticesinde ışıınım, taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları ve ısı akıları Tüm panel ısıtma (duvar + tavan) ve duvar panel ısıtma için hesaplanmış ve Tablo 3.11’de özetlenmiştir. Ayrıca hesaplanan ışıınım ve taşınım ve toplam ısı transfer katsayıları literatürde bulunan değerler ile karşılaştırılmış Tablo 3.12’de verilmiştir. Soğutma sezonuna benzer şekilde bulunan değerler referans seçilen çalışmalar ile mevcut çalışma sonuçları birbiriyle örtüştüğü görülmüştür. Işıınımla olan ısı transferi katsayıları ve ısı akısı hesaplanırken oda modeli Şekil 3.19 görüldüğü gibi Matlab programında farklı yüzey alanlarına bölünerek görme faktörleri bulunmuş ve ısıtılan ve ısıtılmayan yüzey alanlarına sıcaklık tanımlanarak ortalama ışıınım sıcaklığı ve ışıınım ısı akısı hesaplanmıştır. Hesaplanan görme faktörleri Tablo 3.4’ de verilmiştir.

Tablo 3.11 Isıtılmış radyant tavan+duvar ve duvar testleri için deneysel olarak ölçülen ve hesaplanan değerler.

Paremetre	Tavan+Duvar ısıtma (Durum 1)	Duvar Isıtma (Durum 1)
T_{bs} (°C)	47	49,3
T_s (°C)	36	35,3
T_h (°C)	21,2	17,8
$T_ç$ (°C)	21,7	18,2
T_{AUST} (°C)	19,1	16,8
h_r (W m ⁻² K ⁻¹)	4,57	5,05
h_c 1,1 m (W m ⁻² K ⁻¹)	3,16	2,83
h_{top} (W m ⁻² K ⁻¹)	8,71	8,36
q_r (W m ⁻²)	77,41	93,75
q_c (W m ⁻²)	46,88	49,5
q_{top} (W m ⁻²)	124,3	143,3

Tablo 3.12 Literatürde radyant sistemler için önerilen ısı transfer katsayıları ile karşılaştırma.

Referans	Taşınım Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)	Işınım Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)	Toplam Isı Transfer Katsayısı (W/m^2K)	Referans Sıcaklıklar			Durum
				Taşınım	Işınım	Toplam	
Karakoyun vd. [48]	0,4-0,7	4,4-5,5	6,2-7,2	T_a	AUST	$T_ç$	Duvar Isıtma
Koca vd.[90]	2,7	5,7	8,4	T_a	AUST	$T_ç$	Duvar Isıtma
Koca and Cetin [91]	2,44	4,46	7,03	T_a	AUST	$T_ç$	Tavan ve Duvar Isıtma
EN 15377[92], EN 1264 [93]	-	-	8	-	-	$T_ç$	Duvar ısıtma
Bu çalışma	3,16	4,57	8,71	T_a	AUST	$T_ç$	Tavan ve Duvar Isıtma
Bu çalışma	2,83	5,05	8,36	T_a	AUST	$T_ç$	Duvar Isıtma

3.2.4 Radyant olarak ısıtılan bir iç ortamda ortalama ışıınım sıcaklığın ölçüm ve hesaplama yöntemlerinin karşılaştırılması

Ortalama ışıınım sıcaklığı (OIS), ısıtılan/soğutulan bir mahalde kalan kişilerin ısı konforunu etkileyen altı ana parametreden biridir. Karmaşıklıkları nedeniyle OIS, ısı konfor çalışmalarında çalışılması zor bir değerdir. OIS yaklaşımları, ölçüm yöntemleri, hesaplama yöntemleri ve varsayımlar dâhil olmak üzere çeşitli yöntemlere dayanmaktadır. Bu bölümde, çevredeki yüzeylerin sıcaklıklarına ve görüş faktörüne dayalı bir hesaplama yöntemi seçilmiş, sonuçları, test odasında tavandan ve duvardan radyant paneller ile beş farklı referans noktasında küre termometreden alınan ölçümlerle karşılaştırmış ve hesaplama yönteminin güvenilirliğini araştırılmıştır. PMV ve PPD konfor parametrelerinde ölçülen ışıınım sıcaklığı yerine hesaplanan ışıınım sıcaklığın kullanımı incelenecektir. Ek olarak,

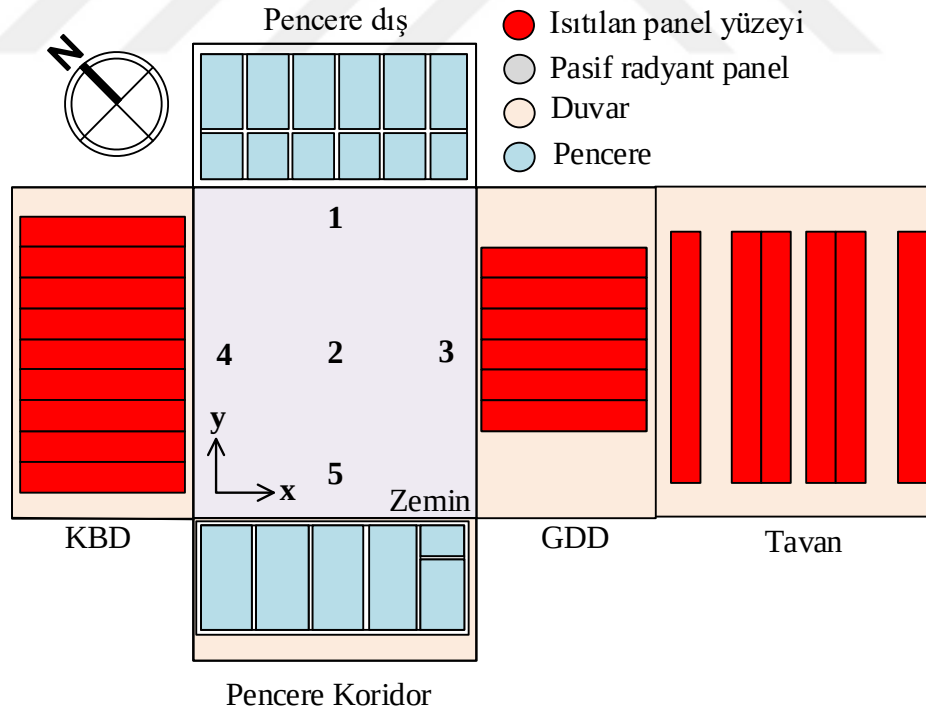
PMV tarafından kontrol edilen radyant sistemlerde hava sıcaklık sensörünün en iyi konumunu belirlemek için bir ofis odasının termal koşullarını incelemek için kolay bir yöntem sunulmaktadır.

3.2.4.1 Ölçümler

Deneyler, 24 Şubat 2022 36 °C besleme suyu sıcaklığında saat 12.12 ile 14.49 arasında Şekil 3.53 ve Tablo 3.13'te konumları belirtilen 5 referans noktasında (RN) ortalama 20 dakikalık periyotlarla yapılmıştır. Her bir referans noktasında, İHK cihazıyla, ortalama ışıınım sıcaklığı, hava sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem ve CO₂ ve stantlar üzerindeki ısı çiftleriyle de hava sıcaklıkları ayrıca ölçülmüştür.

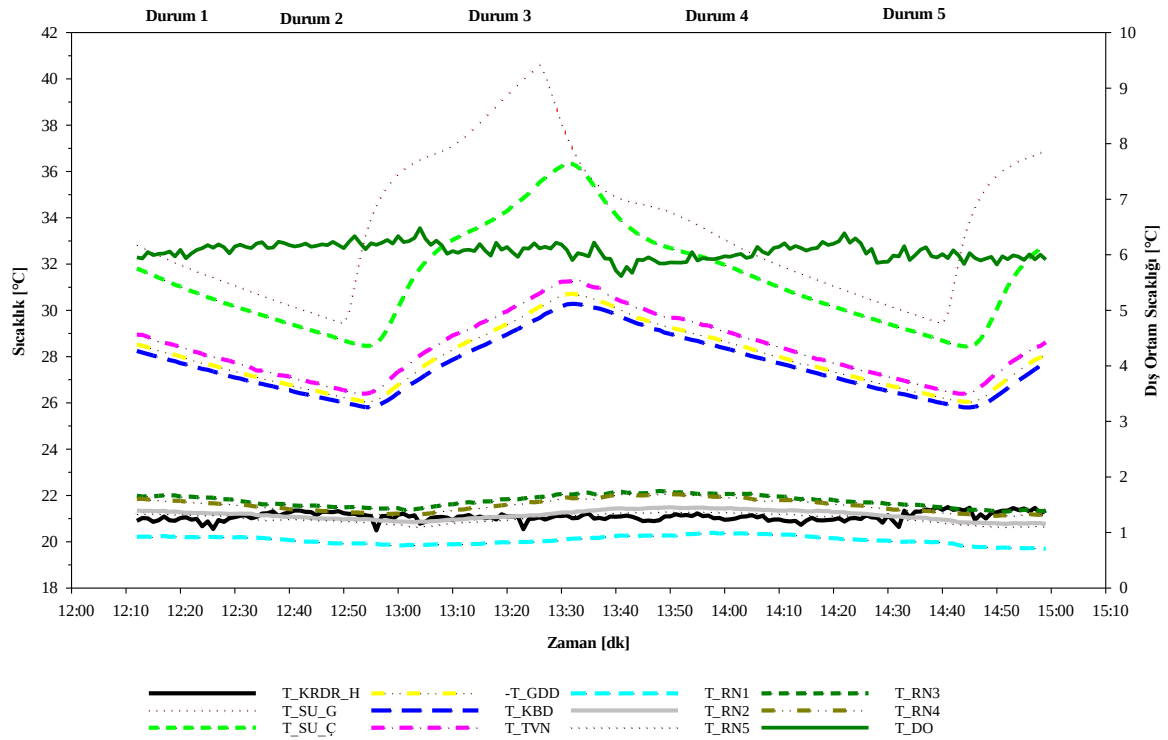
Tablo 3.13 İHK cihazı ile yapılan ölçümler sırasında test odasındaki referans noktaların koordinatları.

Ölçüm Noktası	X (m)	Y (m)	Z (m)
RN 1	3,5	6,5	1,1
RN 2	3,5	3,75	1,1
RN 3	6,3	3,75	1,1
RN 4	0,7	3,75	1,1
RN 5	3,5	1	1,1



Şekil 3.53 Test odasında ölçüm noktalarının konumları.

Şekil 3.54'te deneyler sırasında test odasında ısıtılmış ve ısıtılmamış yüzey sıcaklıkları, hava sıcaklıkları, sıcaklıklar ve koridor sıcaklıklarındaki değişiklikleri göstermektedir. Saat 12.12 ile 12.31 saatleri arasında İHK cihazı 1 noktasındaydı ve 20 ölçüm kaydedildi, Cihaz 12.32 ile 12.58 arasında 2. noktadaydı ve 27 ölçüm kaydedildi, 12.59 ile 13.41 arasında 3. noktaya taşındı ve 43 ölçüm kaydedildi, 13.42 ile 14.10 arasında cihaz 4. Noktada ölçüm aldı ve 29 okuması kaydedildi ve son olarak 14.11 ile 14.59 arasında 5. noktada 49 ölçüm kaydetti. İç ortam konforunu etkileyecek önemli parametreler olan koridor ve dış ortam sıcaklıklarının deneylerin tamamında neredeyse hiç değişmediği görülmektedir. Dış ortam hava sıcaklığı ortalama 6 °C olurken koridor hava sıcaklığı 21 °C ölçülmüştür. Odanın farklı noktalarında alınan ölçümlerin karşılaştırılmasında dış ortam sıcaklıklarının kararlı olması sonuçların karşılaştırılmasında büyük avantaj sağlamaktadır.



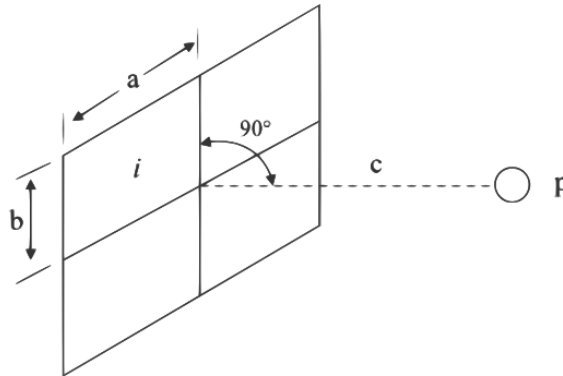
Şekil 3.54 Deneyler sırasında iç ve dış ortam sıcaklık değişimleri.

3.2.4.2 Hesaplama ve Deneysel Doğrulama

OIS'nin tanımına göre, insan vücudunun yüzey alanı ve her yönden gelen ortam sıcaklığına bağlı olarak hesaplanması gerekmektedir, ancak insan vücudunun karmaşık şekli nedeniyle böyle bir hesaplamanın uygulanması son derece zordur [94–96]. Bundan dolayı insan vücudu bir odada bulunan küresel bir noktaya indirgenerek daha kullanıcı dostu bir hesaplama yapılabileceği gibi deneylerimizde kullandığımız küre cihazına da en iyi şekilde yaklaştırılması sağlanabilmektedir. Bu nedenle, bu çalışmada görme faktörleri Denklem 3.1 kullanılarak hesaplanmıştır [97].

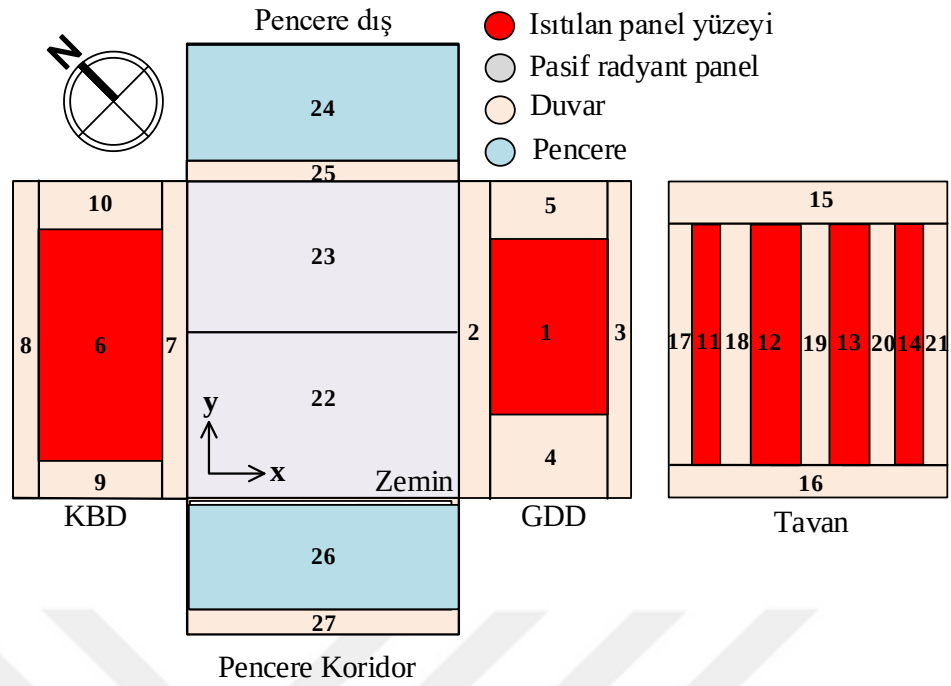
$$F_{p-i} = \frac{1}{4\pi} \arctan \left(\frac{a.b}{c.\sqrt{a^2 + b^2 + c^2}} \right) \quad (3.1)$$

Şekil 3.55'te gösterildiği gibi, a ve b sırasıyla yüzeylerin genişliğini ve uzunluğunu, c ise şekil ile ölçüm noktası arasındaki mesafeyi temsil etmektedir.



Şekil 3.55 Görme faktörü.

Bu denklemi test odasına uygulamak için her yöndeki (kuzeybatı, güneydoğu, kuzeydoğu, güneybatı, taban ve tavan) her bir duvar daha küçük yüzeylere bölünmüş ve Şekil 3.56'da gösterildiği gibi toplam 27 yüzey oluşturulmuştur. MATLAB ortamında 27 yüzeyin her biri üç boyutlu bir koordinat sisteminde dört nokta ile tanımlanmış ve daha sonra MATLAB kullanılarak 5 referans noktasının tümü için görme faktörleri hesaplanmıştır. Tüm yüzeyler için hesaplanan görme faktörleri Tablo 3.14'te verilmiştir.



Şekil 3.56 Test odasının yüzey listesi.

Daha önce bahsedildiği gibi, OIS elde edilmesi karmaşık bir parametredir, dolayısıyla onu ölçmek veya hesaplamak için literatürde birçok yöntem mevcuttur [98–100] . Yöntemlerden bazıları Tablo 3.15’de listelenmiştir. Bu çalışmada hesaplama yöntemi, literatürde yaygın kullanımı ve hesaplamalarda parametre olarak sadece yüzey sıcaklıkları ve görme faktörlerine ihtiyaç duyulduğu için Denklem 3.6 kullanılmıştır [98]. Isıtılan ve ısıtılmayan yüzey sıcaklık değerleri Bölüm 2’de oda içerisinde yerleşim planı verilen ısı çiftlerinden elde edilmiştir. Tüm parametreler belirlendikten sonra 168 referans noktasının her biri için toplam 840 T_r (ortalama ışıınım sıcaklığı) verisi hesaplanmıştır. Denklem 3.6 ile hesaplanan bu değerler İHK cihazına bağlı küre sıcaklık probuyla ölçülen ışıınım sıcaklık değerleri ile karşılaştırılmıştır. Test odasının farklı noktalarında uygun hesaplama yöntemi kullanılarak hesaplanan ışıınım sıcaklığının küre termometre ile ölçülen ışıınım sıcaklık ile karşılaştırılması Şekil 3.57’de ve Tablo 3.16’da gösterilmektedir. Dış ortam sıcaklığı 5,6 °C ile 6,5 °C arasında değişkenlik göstermiş ve ortalama 6,1 °C’dir, bu nedenle dış hava sıcaklığının yapılan karşılaştırmada etkisinin çok az olduğu söylenebilir. Ayrıca Güneydoğu, Kuzeybatı duvar ve tavan radyant

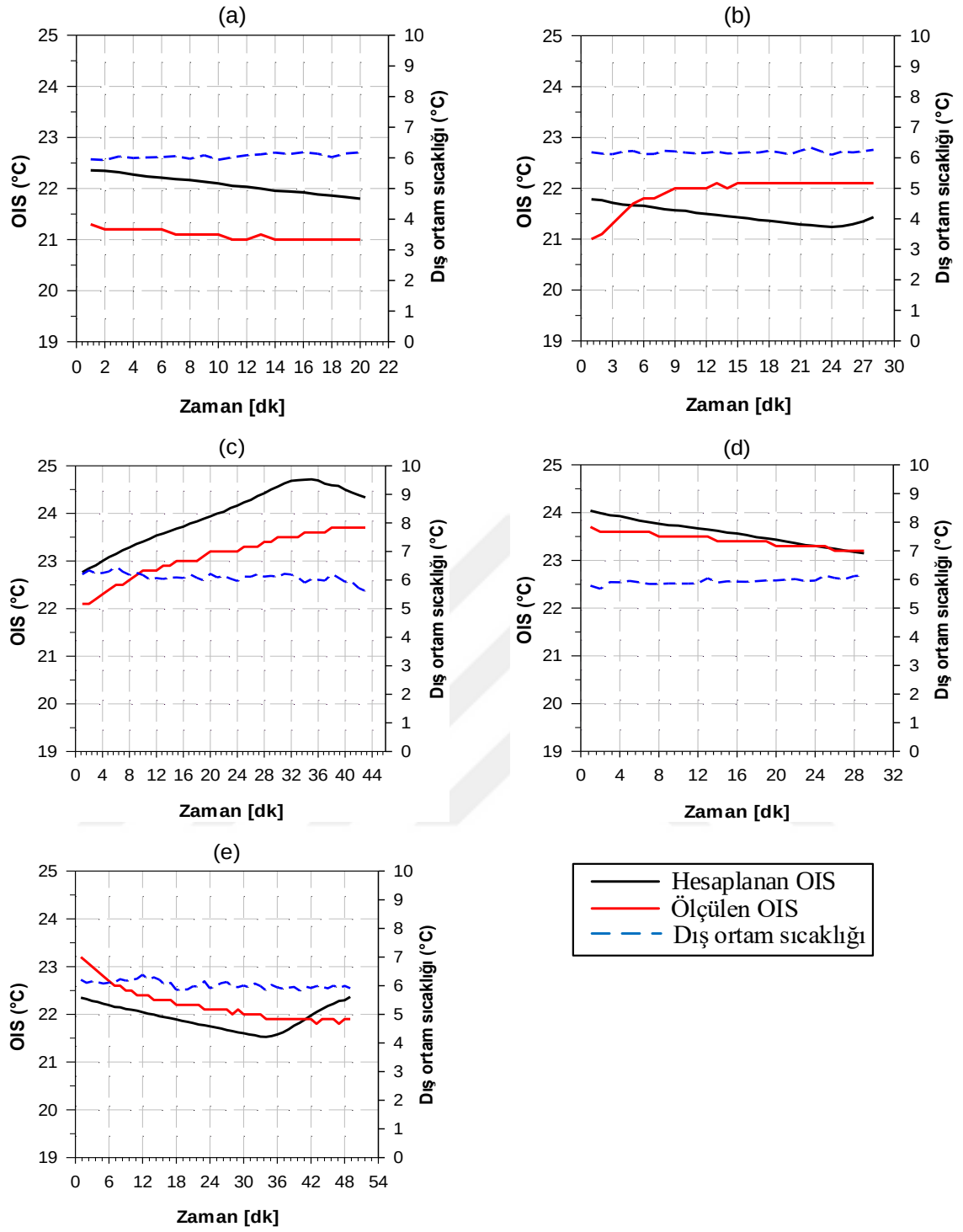
panelleri için ısıtıcı çiftlerle ölçülen ortalama, en yüksek ve en düşük yüzey sıcaklıkları Tablo 3.17’de gösterilmiştir.

Tablo 3.14 Hesaplanan görme faktörleri.

Yüzey Numarası	RN 1	RN 2	RN 3	RN 4	RN 5
1	0,02894185	0,02894185	0,09430074	0,01199160	0,02894185
2	0,00616459	0,00616459	0,03207274	0,00289892	0,00616459
3	0,01022626	0,01022626	0,04911218	0,00482373	0,01022626
4	0,02054038	0,02054038	0,08828162	0,00762595	0,02054038
5	0,01821543	0,01821543	0,08556088	0,00662250	0,01821543
6	0,03417154	0,03417154	0,01577314	0,09638146	0,03417154
7	0,00616459	0,00616459	0,00289892	0,03207274	0,00616459
8	0,01022626	0,01022626	0,00482373	0,04911218	0,01022626
9	0,00337277	0,00337277	0,00114533	0,03031516	0,00337277
10	0,01821543	0,01821543	0,00662250	0,08556088	0,01821543
11	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993
12	0,04596139	0,04596139	0,04596139	0,04596139	0,04596139
13	0,04596139	0,04596139	0,04596139	0,04596139	0,04596139
14	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993
15	0,04881347	0,04881347	0,04881347	0,04881347	0,04881347
16	0,04881347	0,04881347	0,04881347	0,04881347	0,04881347
17	0,01315310	0,01315310	0,01315310	0,01315310	0,01315310
18	0,04299034	0,04299034	0,04299034	0,04299034	0,04299034
19	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993	0,02550993
20	0,04299034	0,04299034	0,04299034	0,04299034	0,04299034
21	0,01315310	0,01315310	0,01315310	0,01315310	0,01315310
22	0,09920857	0,09920857	0,09920857	0,09920857	0,09920857
23	0,09920857	0,09920857	0,09920857	0,09920857	0,09920857
24	0,09376778	0,04187350	0,04187350	0,04187350	0,02193389
25	0,01554831	0,00373718	0,00373718	0,00373718	0,00179357
26	0,02118272	0,04065563	0,04065563	0,04065563	0,09277973
27	0,00268905	0,00559842	0,00559842	0,00559842	0,022953565

Tablo 3.15 OIS elde etme yöntemleri.

Yöntem	Denklem Adı	Denklem Numarası
Ölçme Yöntemleri	Küre Termometre [47]	1
	$T_r = \sqrt[4]{(T_g + 273)^4 + \frac{h_{cg}}{\varepsilon_g * \sigma} * (T_g - T_a) - 273}$	
	Doğal taşınım için: $h_{cg} = 1.4 * \left(\frac{T_g - T_a}{D} \right)^{0.25}$	(3.2)
	Zorlanmış taşınım için: $h_{cg} = 6.3 * \left(\frac{V_a^{0.6}}{D^{0.4}} \right)^{0.25}$	
	İki küreli radyometre [5]	
Hesaplama Yöntemleri	$T_r = \sqrt[4]{T_s^4 + \frac{P_p - P_b}{\sigma * (\varepsilon_b - \varepsilon_p)}}$	(3.3)
	Sabit hava sıcaklık sensörü	
	$T_r = \sqrt[4]{T_s^4 - \frac{P_s}{\sigma * \varepsilon_s}}$	(3.4)
	Etkin ışımsal akışın ölçülmesine dayalı yöntem	
	$T_r = T_b^4 * (1 + 2.15 * 10^{-3} * E_{eff})$	(3.5)
Hesaplama Yöntemleri	Çevreleyen yüzeylerin sıcaklıklarına ve görme faktörlerine dayalı yöntem	
	$T_r^4 = T_1^4 * F_{p-1} + T_2^4 * F_{p-2} + ... + T_n^4 * F_{p-n}$	(3.6)
	Yüzey alanlarına dayalı yöntem	
	$T_r = \frac{T_1 * A_1 + T_2 * A_2 + ... + T_n * A_n}{A_1 + A_2 + ... + A_n}$	(3.7)
	Düzlem ışıma sıcaklığına dayalı yöntem	
Hesaplama Yöntemleri	$T_{r, seated} = 0.18 * [T_{pr, up} + T_{pr, down}] + 0.22 * [T_{pr, left} + T_{pr, right}] + 0.30 * [T_{pr, front} + T_{pr, back}] / [2 * (0.18 + 0.22 + 0.30)]$	(3.8)
	$T_{r, standing} = 0.08 * [T_{pr, up} + T_{pr, down}] + 0.3 * [T_{pr, left} + T_{pr, right}] + 0.35 * [T_{pr, front} + T_{pr, back}] / [2 * (0.08 + 0.23 + 0.35)]$	



Şekil 3.57 Referans noktası 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e)'te hesaplanan ve ölçülen OIS değerlerinin karşılaştırılması.

Tablo 3.16 Hesaplanan ve ölçülen OIS değerlerinin karşılaştırılması.

Ölçüm noktaları	Düşük sıcaklık	Ortalama Sıcaklık	Yüksek sıcaklık
RN 1 Hesaplanan OIS	21,8	22,1	22,4
RN 1 Ölçülen OIS	21	21,1	21,3
RN 2 Hesaplanan OIS	21,2	21,5	21,8
RN 2 Ölçülen OIS	21	21,9	22,1
RN 3 Hesaplanan OIS	22,8	24	24,7
RN 3 Ölçülen OIS	22,1	23,1	23,7
RN 4 Hesaplanan OIS	23,2	23,6	24
RN 4 Ölçülen OIS	23,2	23,4	23,7
RN 5 Hesaplanan OIS	21,5	21,9	22,4
RN 5 Ölçülen OIS	21,8	22,2	23,2

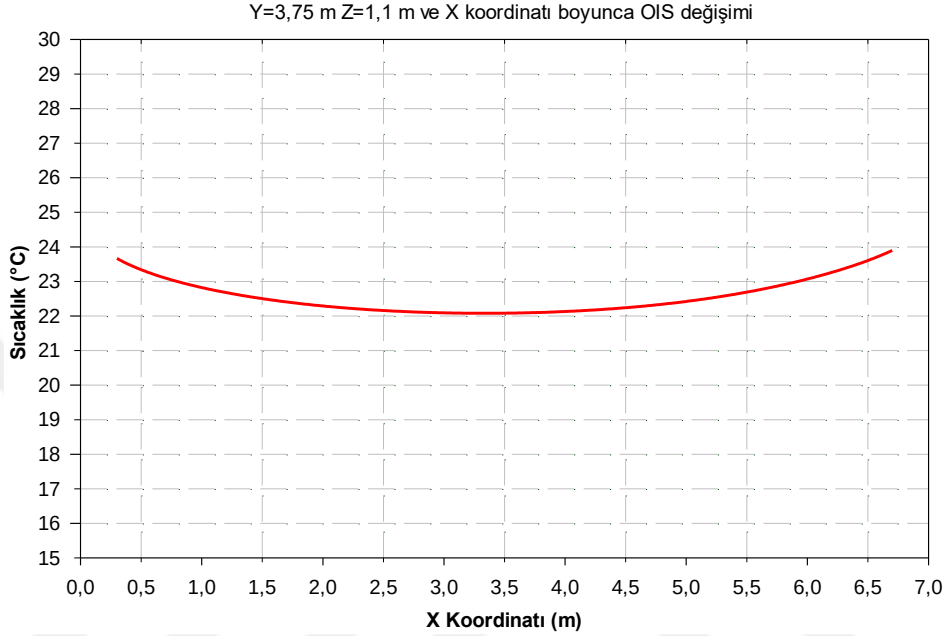
Nokta 1 için ölçülen ve hesaplanan OIS karşılaştırmasının zamana göre değişimi Şekil 3.57a'da gösterilmektedir. Küre termometre ile ölçülen T_r bu noktada 21 °C'den 21,3 °C'ye değişirken, hesaplanan T_r 21,8 °C'den 22,4 °C'ye değişmiş ve hesaplanan ve ölçülen T_r arasındaki ortalama fark 1 °C'dir. Şekil 3.57b'ye bakıldığında, T_r hesaplamasının sonuçları ortalama 21,5 °C sıcaklıkla 21,2 °C ile 21,8 °C arasında değişirken, küreden yapılan okumalar ortalama 21,9 sıcaklıkla 21 °C ile 22,1 °C arasında değişkenlik göstermiştir.

Tablo 3.17 Panel yüzey sıcaklıkları

Panel	En düşük sıcaklık	Ortalama	Yüksek sıcaklık
GD P.	26	27,9	30,7
KB P.	25,8	27,6	30,3
Tavan P.	26,4	28,4	31,3

Şekil 3.57c ve Şekil 3.57d, sırasıyla GD ve KB duvarlarından 1 m uzakta olan referans noktaları 3 ve 4'ü göstermektedir. Bu duvarlar 6 ve 9 radyant ısıtma paneli içerdiğinden, hava ve OIS'nin diğer üç referans noktasından daha yüksek sıcaklıklarda olması beklenmektedir. Bu 2 noktanın 168 hava sıcaklığının ortalaması 21,8 °C ve 21,6 °C, ortalama T_r sıcaklıkları ise 24 °C ve 23,6 °C'dir. 4 noktasında hesaplanan ve ölçülen T_r arasındaki fark nispeten daha küçüktür. Bunun nedeninin ise kuzey doğu duvarının arkasında koşullandırılmamış asansör boşluğu ve yangın merdiveni olduğu söylenebilir. Şekil 3.54e, test odasının güneybatı tarafından 1 m içerideki referans noktası 5'de hesaplanan ve ölçülen T_r

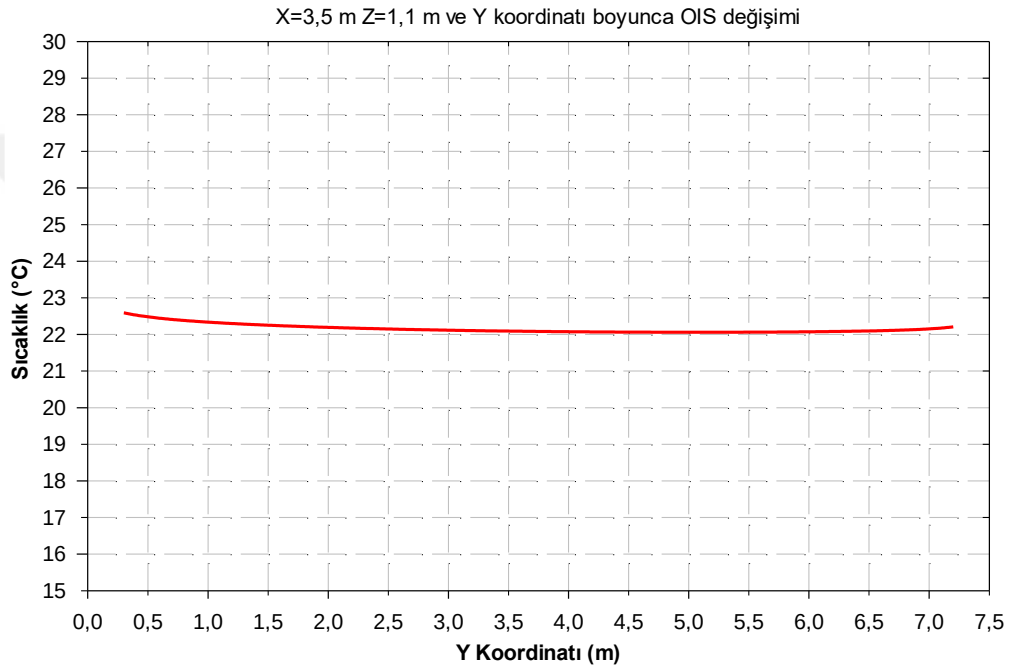
değerlerini göstermektedir. Benzer şekilde, hesaplanan ve ölçülen OIS farkları diğer noktalarla aynı modeli takip etmektedir. En yüksek ve en düşük fark 0,0033 °C ve 0,85 °C iken, ortalama fark 0,4 °C'dir. Farklı referans noktalarında ölçülen ve hesaplanan sıcaklık farklarına bakıldığında, en küçük fark 0,16 °C ile RN 4'te olurken, en büyük fark da 0,99 °C ile RN 5'te gerçekleşmiştir.



Şekil 3.58 Y=3,5 m hat boyunca OIS değişimi.

Bu değerlendirmeler sonucunda, kullanılan hesaplama yönteminin deney odası için kabul edilebilir sonuçlar verdiği ve odada T_r 'nin bilinmediği istenilen noktalara uygulanabileceği söylenebilmektedir. Şekil 3.58, y koordinatının 3,75 m'de sabit olduğu, z koordinatının da 1,1 m'de sabit olduğu, ancak x koordinatının 0,3 m ile 6,7 m (duvardan duvara) arasında değiştiği bir çizgi boyunca test odasındaki T_r 'deki değişimi göstermektedir. Bu amaçla x-doğrultusunda bir sonraki noktadan 0,01 m uzaklıkta olan 641 nokta oluşturulmuş ve 27 yüzeye göre (Şekil 3.56 tüm bu noktalar için görme faktörleri hesaplanmıştır. Toplam 107688 T_r verisi oluşturulmuş ve oluşturulan verilerden 641 noktanın tamamı için ortalama T_r elde edilmiştir. Kuzeybatı duvarından Güneydoğu duvarına doğru hareket ettikçe T_r önce azalmış ve en alt değer olan 22,08 °C'ye x=3,33 m'de ulaşmıştır. Daha sonra Güneydoğu duvarına yaklaştıkça yükselmeye başlamış ve bu hat üzerinde en yüksek değerine 23,9 °C ile ulaşmıştır.

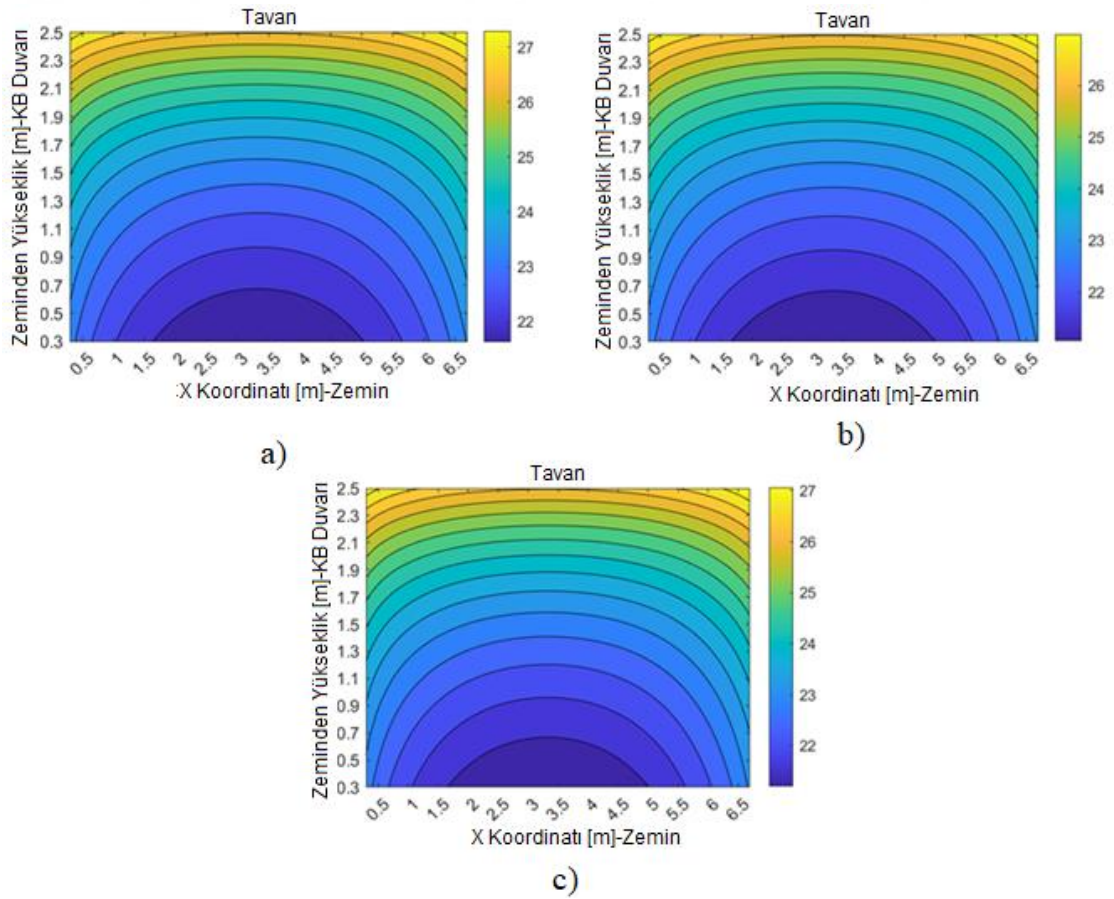
Şekil 3.59, Şekil 3.58 ile aynı şekilde oluşturulmuştur, ancak bu sefer x koordinatı 3,5 m'de sabit, z koordinatı 1,1 m'de sabit ve y koordinatı 0,3 m ile 7,2 m (koridordan pencereye doğru) arasında değişmektedir. Sonuç olarak, her biri y yönündeki bir sonraki noktadan 0,01 m uzaklıkta olan 691 noktadan oluşan bir çizgi oluşturulmuştur. Şekil 3.59'da görülebileceği gibi, koridor tarafından pencere tarafına doğru gidildikçe ortalama ısıtım sıcaklıkları azalmaktadır. Y=0,3 m'de $T_r=22,59$ °C, y=6,7 m'de $T_r=22,21$ °C ve en düşük değeri y=5,08 m $T_r=22,06$ °C olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.59 X=3,5 m hat boyunca OIS değişimi.

PMV-PPD hesaplamalarına geçmeden önce bu yaklaşım genişletilebilir ve T_r dağılımı istenilen herhangi bir düzlemde gözlemlenebilir duruma getirilmiştir. Bu, bir sıralı yaklaşımdan birden çok nokta oluşturma yaklaşımı, bir çizgiden düzleme doğru ilerlerken, üç koordinattan ikisi değişken üçüncüsü sabit kalmaktadır. Şekil 3.60, Şekil 3.61 ve Şekil 3.62, test odasının tüm noktalarında hesaplanan ortalama ısıtım sıcaklık dağılımının nasıl değiştiğini ayrıntılı olarak göstermektedir. Şekil 3.60, y=0,3 m, y=3,75 m ve y=7,2 m olan 3 farklı y koordinatında konumlandırılmış 3 XZ-düzleminde T_r dağılımını temsil etmektedir. Bu düzlemlerin her birinde x yönünde x=0,3 m ile x=6,7 m arasında 0,01 m artışla

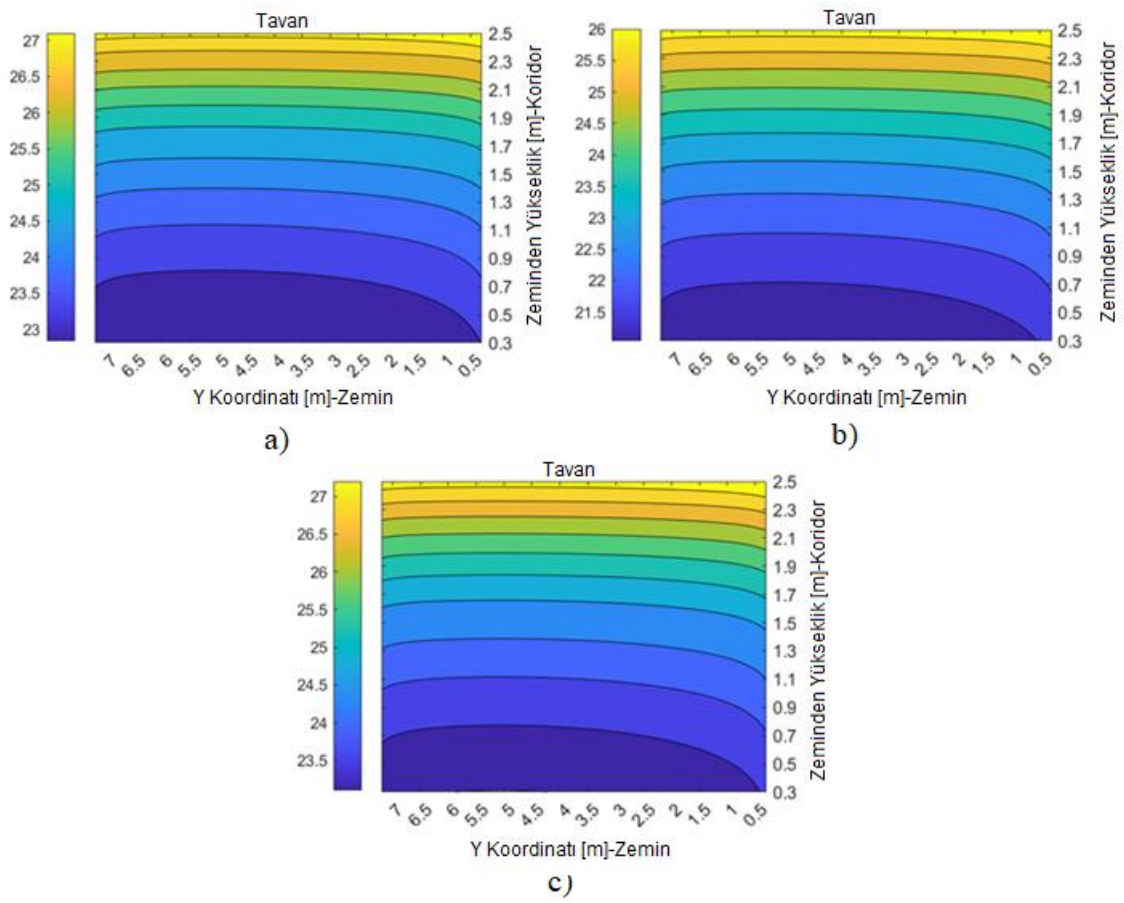
641 nokta mevcuttur. $Z=0,3$ m ile $z=2,5$ m arasında yine $0,01$ m artışla z yönünde 221 nokta vardır. Dolayısıyla XZ düzlemlerinde toplam 141661 nokta ve her nokta için 168 T_r hesaplanmıştır. XZ düzlemi boyunca, $y=0,3$ m, $y=3,75$ m ve $y=7,2$ m uzaklıklarında sırasıyla en yüksek sıcaklıklar $T_r=27,7$ °C, $T_r=27,4$ °C ve $T_r=27,4$ °C iken en düşük sıcaklıklar $T_r=21,6$ °C, $T_r=21,1$ °C ve $T_r=21,2$ °C'dir. Aynı uzaklıklarda XZ düzleminde ortalama ısıtım sıcaklıkları $23,8$ °C, $23,4$ °C ve $23,6$ °C olarak birbirine çok yakın gerçekleşmiştir. Beklendiği gibi, tavan panellerine yakın alanlar, yüksek sıcaklık dağılımının olduğu bölgeler olarak öne çıkarken, koridor ($y=0,3$ m) alanından pencere kenarına ($y=7,2$ m) doğru gidildikçe sıcaklık farklarının bir miktar azaldığı görülmektedir.



Şekil 3.60 XZ düzleminde (a) $Y=0,3$ m, (b) $Y=3,75$ m ve (c) $Y=7,2$ m konumlarında OIS dağılımı.

Şekil 3.61, T_r 'nin YZ düzleminde nasıl değiştiğini ve ayrıca x yönündeki düzlem konumlarının T_r üzerindeki etkilerini göstermektedir. Bu düzlemler, z yönünde XZ

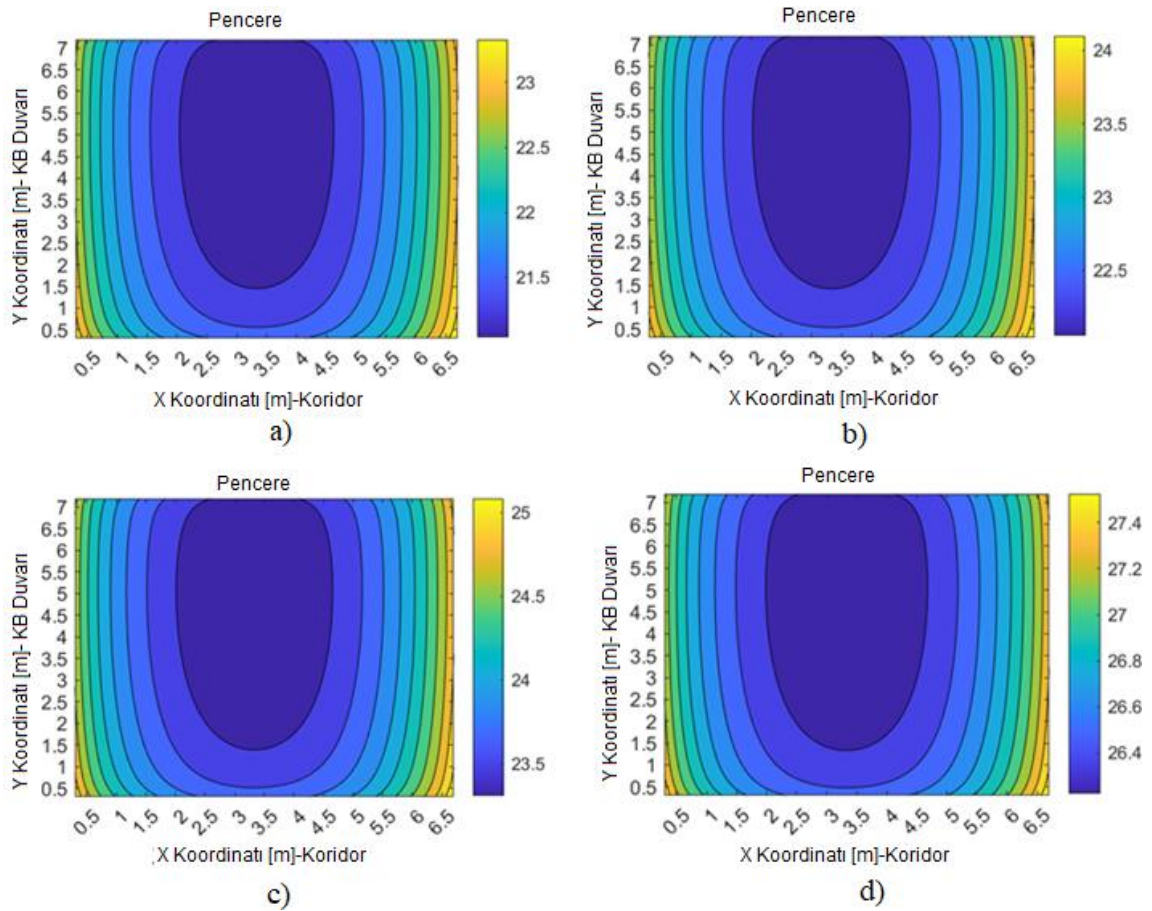
düzlemiyle aynı sayıda noktaya ve y yönünde $x=0,3$ m ile $x=7,2$ m arasında 691 noktaya ve toplam 152711 noktaya sahiptir. $X=0,3$ m, $x=3,5$ m, $x=6,7$ m mesafelerindeki düzlemlerde ortalama T_r değerleri sırasıyla $24,47$ °C, $23,03$ °C ve $26,69$ °C'dir. Bu 3 düzlemin ortalama T_r değerleri incelendiğinde, test odasının kenarları ve ortası ile yaklaşık $1,5$ °C fark olduğu görülmektedir. Farklı yüksekliklerde XY düzlemlerinde OIS dağılımı Şekil 3.62'de gösterilmektedir. Düşey yükseklikler $0,3$ m, $1,1$ m, $1,7$ m ve $2,5$ m için sırasıyla gözlemlenen en yüksek OIS değerleri $23,56$ °C, $24,30$ °C, $25,26$ °C ve $27,66$ °C iken en düşük sıcaklıklar $21,04$ °C, $22,06$ °C, $23,31$ °C ve $26,22$ 'dir.



Şekil 3.61 YZ düzleminde (a) $X=0,3$ m, (b) $X=3,5$ m ve (c) $X=6,7$ m konumlarında OIS dağılımı.

En yüksek sıcaklıklar test odasının güneybatı ve güneydoğu köşelerinde bulunurken, en düşük sıcaklıklar odanın pencere alanının yakınındaki merkezinde bulundu. $0,3$ m, $1,1$ m, $1,7$ m ve $2,5$ m yüksekliklerdeki ortalama T_r değerleri

sırasıyla 21,7 °C, 22,6 °C, 23,8 °C ve 26,6 °C'dir. 0,3 m ile ayakta duran kişi baş mesafesi (1,7 m) arasındaki ortalama sıcaklık farkı 2,1 °C'dir. Beklendiği gibi, ısıtım sıcaklık dağılımı zeminden tavan panellerine doğru hareket ettikçe artmaktadır. Şekil 3.61'in bir diğer dikkat çekici özelliği, güneydoğu duvarına yakın sıcaklık dağılımının kuzeydoğu duvarına göre biraz daha yüksek olmasıdır. Bunun nedeni daha önceki bölümlerde vurguladığımız gibi asansör boşluğunun kuzeydoğu duvarının arkasında olması, güneydoğu duvarının arkasında ise şartlandırılmış ofisin bulunmasındandır.



Şekil 3.61 XY düzleminde Z=0,3 m (a), Z=1,1 m (b), Z=1,7 m (c) ve Z=2,5 m (d) konumlarında OIS dağılımı.

PMV ve PPD değerleri de Şekil 3.56'da gösterildiği gibi test odasının beş farklı noktasında 20 dakikada bir ölçülmüştür. PMV ve PPD denklemlerine göre hava sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, ortalama ısıtım sıcaklığı, metabolik hız ve giysi yalıtımı gibi çeşitli parametreler gereklidir. Metabolik hız ve giysi yalıtımı, ISO

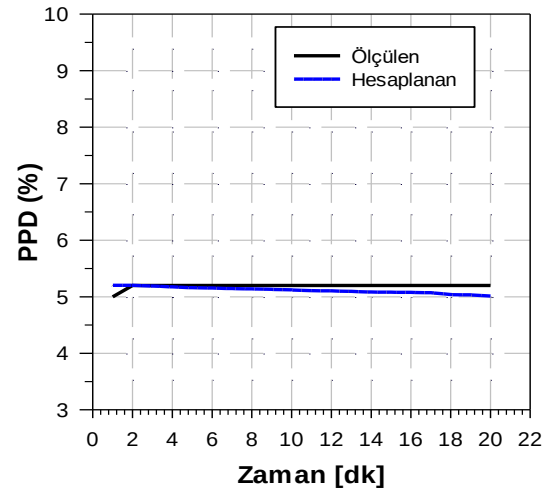
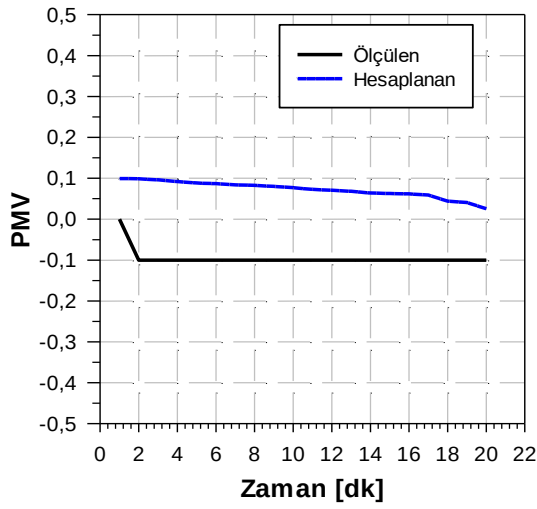
standart tablolarından önceden tanımlanmıştır; konfor cihazı ile hava sıcaklıkları, bağıl nem ve hava hızları ve ortalama ışıyım sıcaklığı hem konfor cihazı ile ölçülmüş hem de Denklem 3.6 kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan ortalama ışıyım sıcaklıkları küre termometre ölçümleri ile karşılaştırılmış ve önceki bölümlerde ne düzeyde yaklaşık değerler çıktığı tartışılmıştı. Bu nedenle, hesaplanan OIS değerlerinin PMV ve PPD hesaplamalarında kullanılması sonuçlarda kabul edilemez sapmalara yol açmayacağı düşünülmektedir.

Tablo 3.18, test odasında 5 noktada İHK cihazı ile yapılan ölçümler sırasındaki ortalama parametreleri göstermektedir. 5 noktada da hava hızının sıfıra son derece yakın ve bağıl nemin yaklaşık %40 olarak kaydedildiği görülmüştür. Bu nedenle, noktalar arasında fark yaratacak en önemli parametrelerin hava sıcaklığı ve ortalama ışıyım sıcaklığı olacağı söylenebilir. Bundan dolayı hesaplanan ortalama sıcaklığın PMV ve PPD konfor parametrelerine etkisi Şekil 3.63'te analiz verilmiştir.

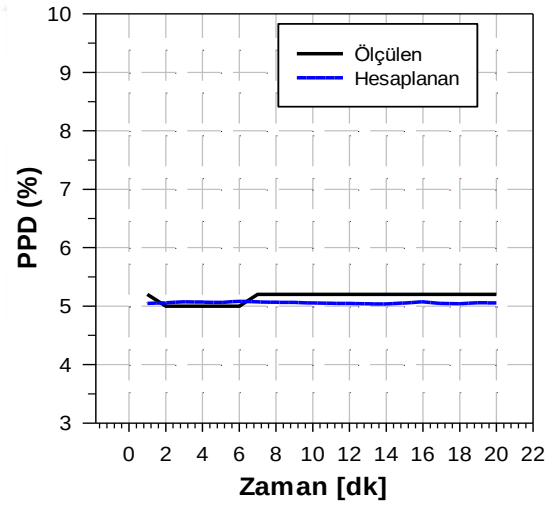
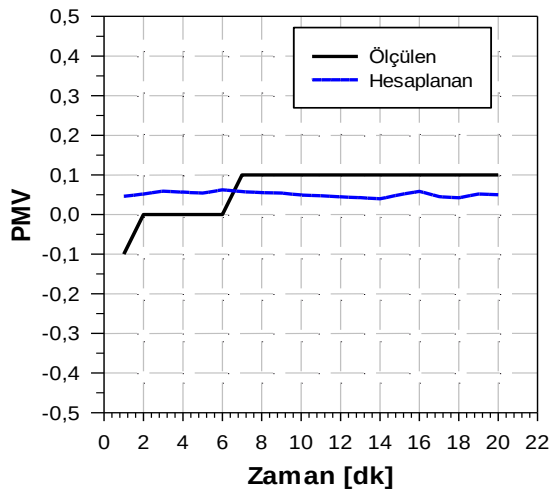
Tablo 3.18 Hava sıcaklığı, hava hızı ve bağıl nemin ortalama değerleri.

RN	T _h (°C)	V _h (m/s)	RH (%)
1	21,9	0,044	41,5
2	22,2	0,042	40,2
3	22,3	0,044	38,8
4	22,3	0,047	39
5	21,8	0,056	40,6

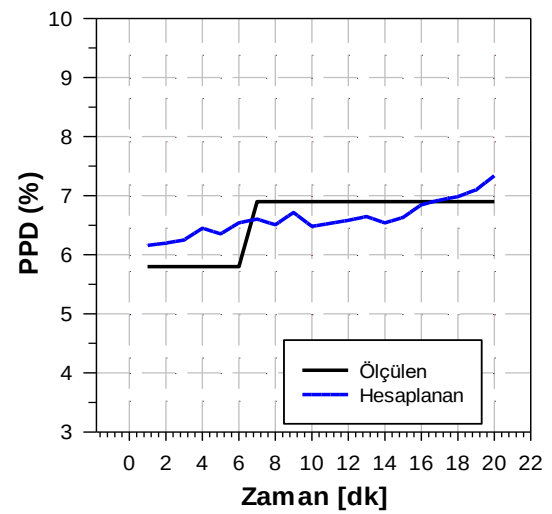
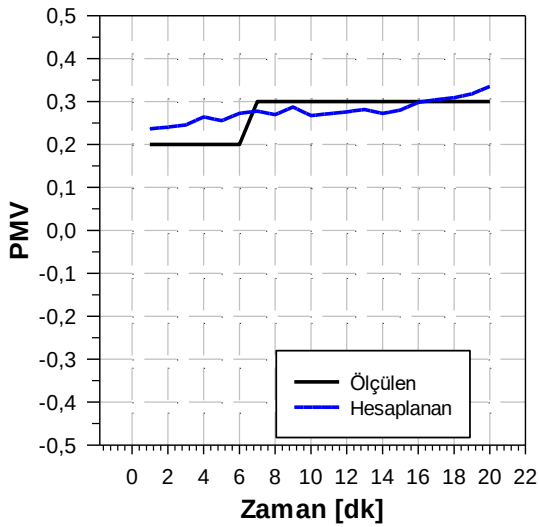
Şekil 3.63a, pencereye yakın olan 1 noktasında hesaplanan ve ölçülen PMV ve PPD değerlerini göstermektedir. Hesaplanan ve ölçülen PMV'nin ortalaması sırasıyla 0,073 –0,095 ile birbirine yakındır. Benzer şekilde, hesaplanan ve ölçülen ortalama PPD değerleri, karşılığında %5,12 ve %5,19 ile hemen hemen aynıdır. Şekil 3.63b, test odasının ortasındaki referans noktası 2'yi temsil etmektedir. Hesaplanan PMV ve PPD değerleri ortalama 0,051 PMV ve %5,06 değeri ile daha tutarlı bir örüntü gösterirken, ölçülen PMV ve PPD değerleri saat 12.37'de hafif yükselmiştir.



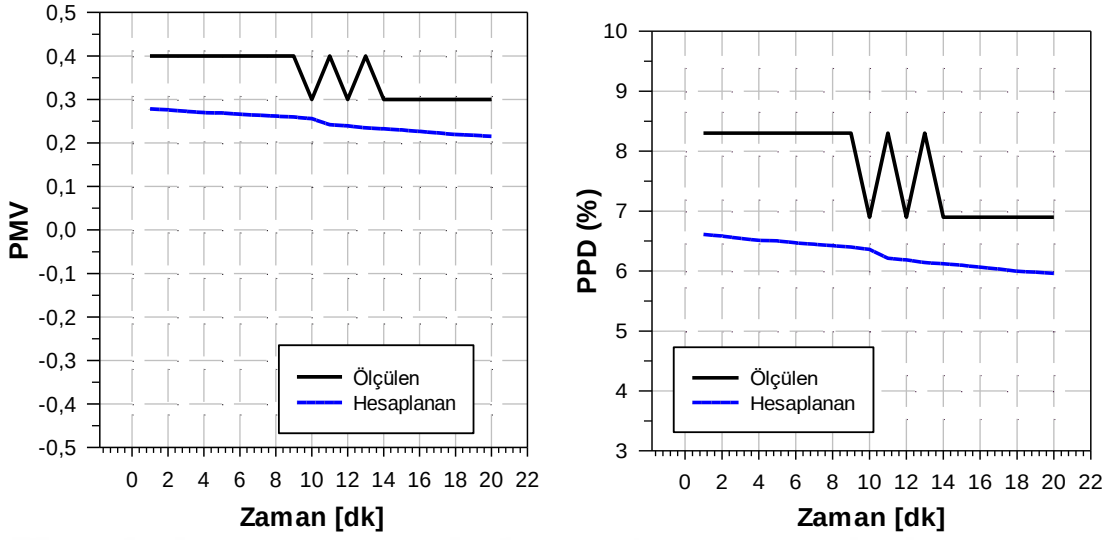
a)



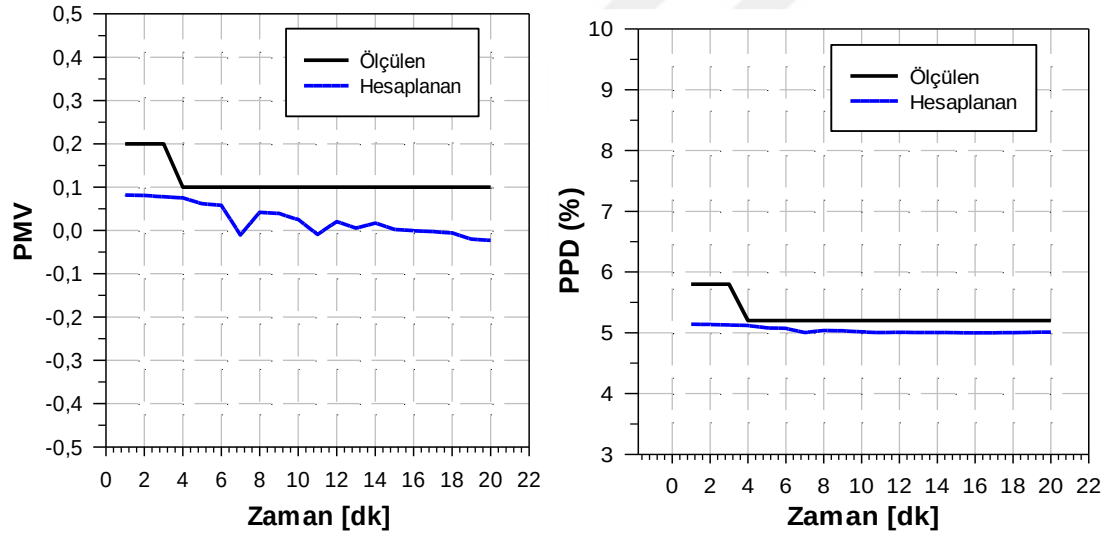
b)



c)



d)

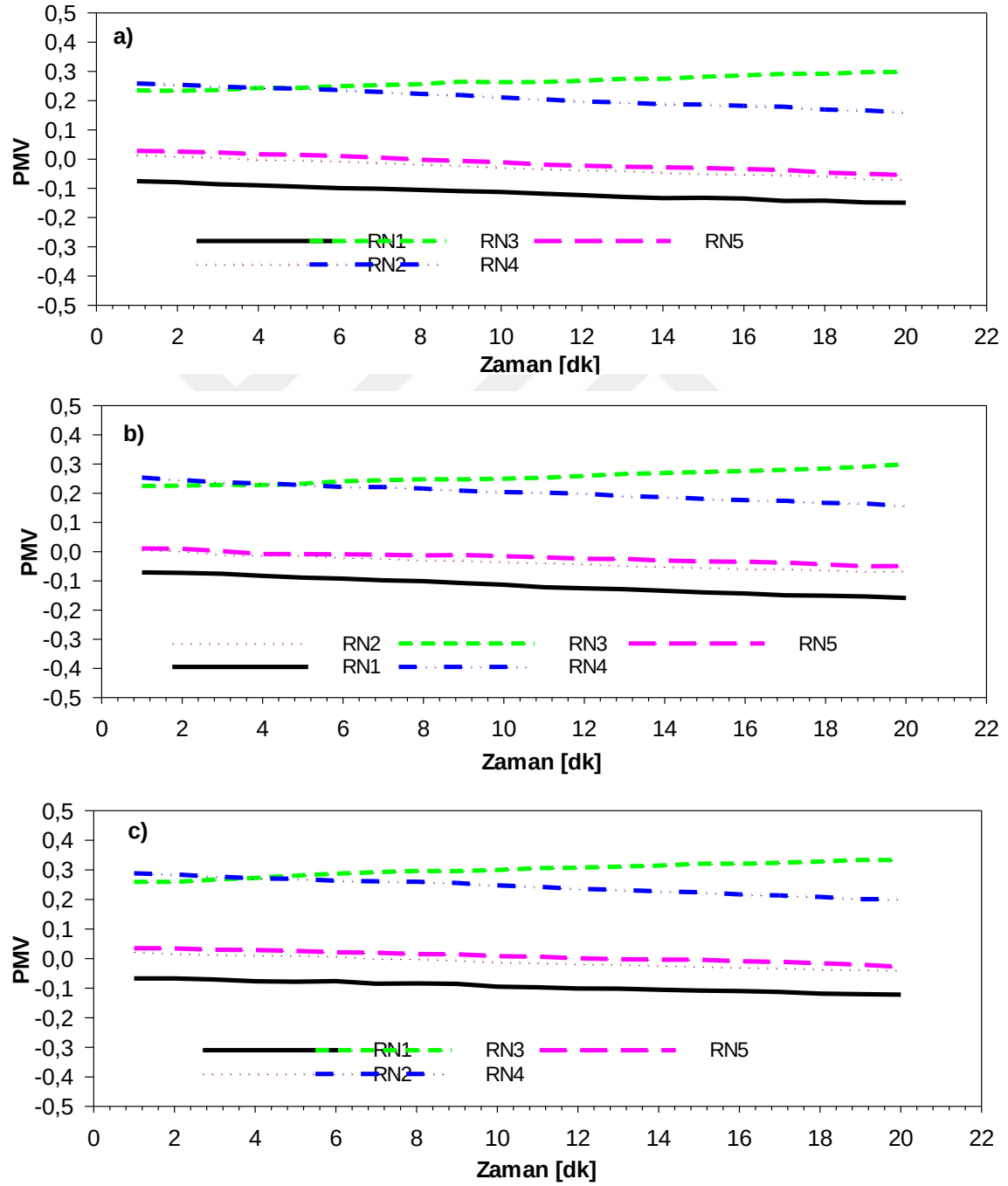


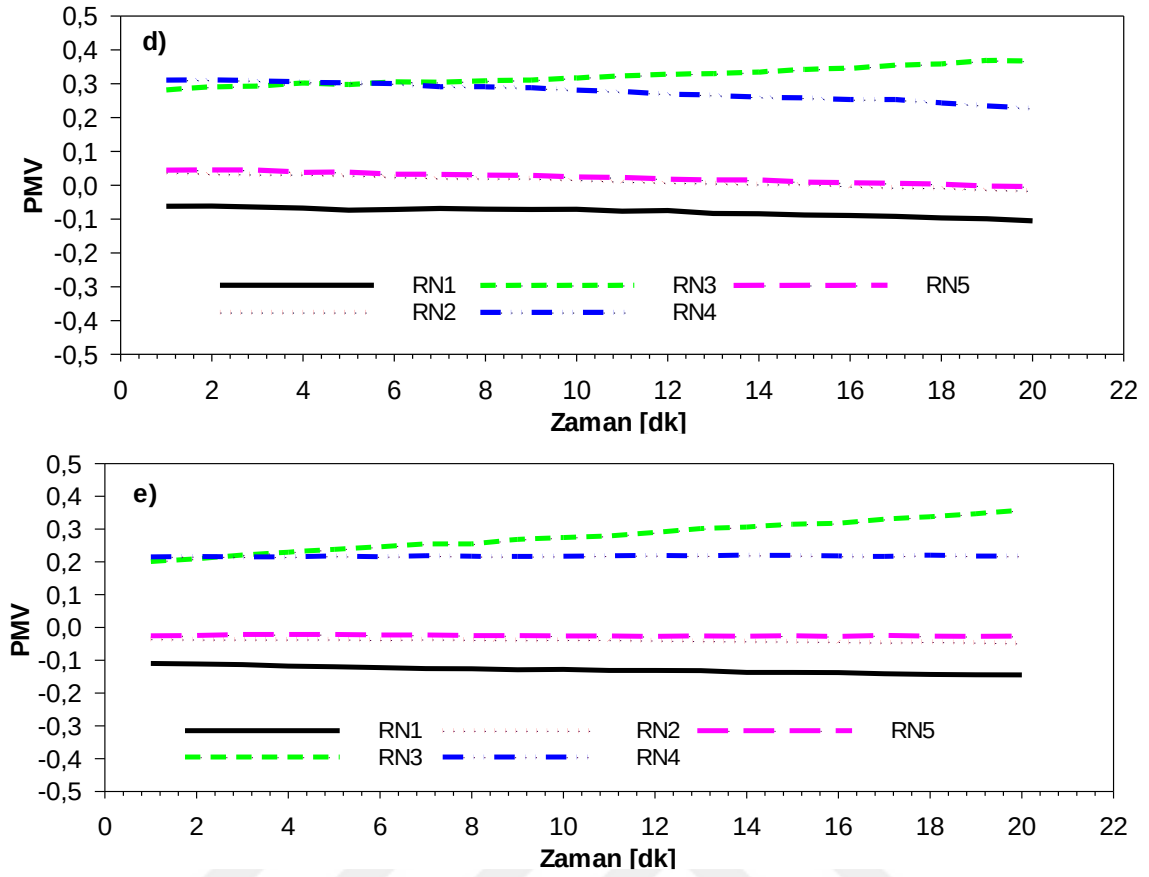
e)

Şekil 3.63 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e) referans noktalarında ölçülen ve hesaplanan PMV ve PPD değerleri.

Şekil 3.63c ve Şekil 3.63d, radyant panellerin bulunduğu duvarın yakınında ölçülen ve hesaplanan PMV ve PPD konfor değerlerinin karşılaştırmasını göstermektedir. Her iki duvarda da radyant panellerin bulunması, deneysel ve hesaplanan PPD ve PPV değerlerinin beklendiği gibi yüksek çıkmasına neden olmuştur. Her iki duvara yakın PMV ve PPD değerleri sırasıyla %0,2 – 0,4 ve %5,8

– %7,2 arasında değişerek ISO 7730 standardı A, B ve C kategorisini karşılamamaktadır. Koridor tarafında ölçülen ve hesaplanan PMV ve PPD değerlerinin (Şekil 3.63e) oldukça doğrulanmış olduğu ve tüm ISO 7730 konfor standartlarını karşıladığı görülmüştür. Radyant sistemlere sahip yaşam alanlarının ısıl konforu, hava sıcaklığı, çalışma sıcaklığı, tahmine dayalı kontrol (MPC) ve PMV gibi birçok yöntemle kontrol edilebilmektedir.





Şekil 3.64 1 (a), 2 (b), 3 (c), 4 (d) ve 5 (e) referans noktalarındaki ölçülen PMV değerleri.

Hava sıcaklığına dayalı termostat kontrolü ekonomik ve bilinen bir teknoloji olmasına rağmen uygulamalarda yaygın olarak tercih edilmekle birlikte radyant sistemlerde istenilen konfor şartlarını sağlamada bu yöntemin yetersiz olduğu birçok akademik çalışmada vurgulanmıştır [66,77,84,89,97,101,102]. Şekil 3.61, test odasının hava ve yüzey sıcaklıklarını yalnızca T tipi ısı çiftleriyle ölçerek PMV konfor parametresinin odanın farklı alanlarında nasıl değiştiğini göstermektedir. Burada amaç, PMV tarafından kontrol edilen radyant sistemler için hava sıcaklık sensörü için en uygun yere karar vermektir. Test odasına 22 °C ve %50 sürekli taze hava sağlandığı için PMV hesabında nem değeri %50 ve hava hızı 0,05 m/s olarak alınmıştır.

Şekil 3.64'a bakıldığında 3 veya 4 noktasındaki hava sıcaklık değeri alındığında ISO 7730 kategori A konfor koşulları sağlanamamaktadır. Diğer bir deyişle, termostat 3 veya 4 noktasında yer aldığında, 1 noktasında oturan kişi biraz daha

soğuk hissedecektir. 2 ve 4 noktalarında (Şekil 3.64b ve Şekil 3.64e) çalışan bir kişinin konfor koşulları, termostatin bulunduğu yere bakılmaksızın benzerdir. Termostat üçüncü noktaya ayarlandığında ISO 7730 A kategorisine göre duvar kenarlarında oturan kişilerin memnuniyetsiz olduğu, dördüncü noktaya ayarlandığında kısmen rahatsız olduğu, birinci ve ikinci noktaya ayarlandığında ise rahat hissettiği görülmektedir. Üçüncü ve dördüncü noktalarda oturmak (Şekil 3.64c ve Şekil 3.64d) doğal olarak diğer alanlara göre daha sıcak ve daha rahatsız hissettirir. Aynı şekilde termostat 3 ve 4 numaraya yerleştirilirse ilgili standardın A kategorisi hiçbir şekilde karşılanamaz olduğu görülmektedir.



Bu çalışmada, Yıldız Teknik Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Uygulama ve Araştırma Merkezinde yer alan toprak kaynaklı ısı pompası ile entegre radyant panellerle ısıtılan ve soğutulan ofis odasında konfor ve enerji performansı incelenmiştir. Test odasında ısı konfor performansı hem soğutma hem de ısıtma sezonlarında incelenirken, bunun için şartlandırılan radyant panel yüzey sıcaklıkları, şartlandırılmayan yüzey sıcaklıkları, ortalama ışıınım sıcaklığı, hava hızı, bağıl nem, toprak ve mahal su giriş çıkış sıcaklıkları ve birçok noktadan iç ve dış ortam hava sıcaklık değerleri ölçülmüştür. Yüzey sıcaklıklarına ve görüş faktörüne dayalı ortalama ışıınım sıcaklık hesaplama yöntemi seçilmiş, küre termometreden alınan ölçümlerle karşılaştırmış ve hesaplama yönteminin güvenilirliğini araştırılarak test odasının her bölgesi için ışıınım sıcaklık dağılımı belirlenmiştir. PMV ve PPD konfor parametrelerinde ölçülen ışıınım sıcaklığı yerine hesaplanan ışıınım sıcaklığın kullanımı karşılaştırılmıştır. Ayrıca yaz sezonunda duvar ve tavan radyant panellerle soğutulan test odasında kullanılan farklı tip perdelerin oda içeresinde farklı konumlarda meydana getirdiği sıcaklık ve konfor durumları incelenmiştir. Son olarak, sistemin ısı transfer karakteristiğinin belirlenmesi için soğutma ve ısıtma sezonlarında test odasında gerçekleşen toplam, taşınım ve ışıınım ısı transfer katsayıları ile toplam ışıınım ve taşınım ısı akıları bulunmuştur.

Yaz sezonunda farklı durumlarda konfor ve enerji performansını belirlemek için yapılan deneysel çalışmaların sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

- Test odasının farklı noktalarında tavan, duvar ve tüm panel soğutma koşulları için ayak bileği ile baş mesafesi arasında düşey sıcaklık dağılımı ortalama 0,9 °C ile 1,4 °C arasında değişkenlik göstermiş ve literatürde önerilen sıcaklık farklarını bütün durumlar için sağladığı görülmüştür.
- Duvar, tavan ve tüm panel soğutma durumları için test odasındaki yatay sıcaklık dağılımı 23 adet ısı çift kullanılarak ölçülmüştür. Bu tür yüksek cam oranına sahip büyük mahallerde sıcaklık farkları yüksek olmasına rağmen, yapılan ölçümler sonucunda, en yüksek sıcaklık farkı duvar yanı

ile dış ortama bakan pencere yanı arasındadır ve sadece 1 °C olarak gerçekleşmiştir.

- Oda merkezinde Ağustos ve Eylül ayında yapılan konfor ölçümlerinde, tüm yüzeyler soğutulduğu zaman PMV ve PPD değerlerinin önerilen değerleri karşıladığı; fakat, yalnız duvardan ve yalnız tavandan soğutma durumlarında panel yüzey alanlarının yetersiz kaldığı ve ASHRAE Standart 55 ve ISO 7730 konfor standartlarını karşılayamadığı görülmüştür.
- İlk yaz deneylerinde soğutma yükünün yüksek olduğu Durum 1 ve 3 için gün içi ortalama ($T_c - T_h$) arasındaki fark 0,6 °C ve soğutma yükünün kısmen düşük olduğu Durum 2'deki fark 0,4 °C olarak ölçülmüştür. Taşınım esaslı çalışan konvansiyonel sistemlerde bu farklar daha düşük olması beklendiği için iç ortam sıcaklık kontrollerinde hava sıcaklığı kullanılabilir. Bu tür ısıtım etkilerinin yoğun olduğu radyant sistemlerde çalışma sıcaklığına dayalı kontrol sistemlerin kullanılması sistemin daha yüksek sıcaklıklarda çalışmasından kaynaklı enerji tasarrufları yapılabileceği düşünülmektedir.
- Test odasının merkezinde ve yerden 1,1 m yüksekliğinde ısıtım ve hava sıcaklıkları tüm panel, tavan ve duvar için farklı su sıcaklıkları için ölçülmüştür. Oda merkezi ile çevre yüzeyler arası mesafenin yüksek olduğundan kaynaklı, tüm yüzey ve duvar soğutma deneylerinde ortalama ısıtım sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki fark 1 – 1,1 °C arasında değişirken, tavan soğutma deneylerinde 0,9 – 1 °C arasında değişkenlik göstermiştir.

Ofis odasında aydınlatma kontrolü amacıyla dış pencere yüzeyine yerleştirilen perdelerin iç ortam sıcaklık ve konfora etkisi detaylı olarak incelenmiş ve aşağıda yer alan sonuçlar elde edilmiştir.

- Deneylerde, tüm radyant paneller şartlandırılmış ve ısı pompası yüzeyde yoğunlaşma olmadan izin verilen maksimum performansta çalıştırılmıştır. Odanın ortasında ölçülen konfor değerleri, stor perde kullanım durumunda ortalama 0,2 PMV ve %6 PPD ile en yüksek konfor standardını

karşılayabilirken, perdesiz durumda 0,6 PMV ve %12 PPD değerleri ile ofis konfor koşulları karşılanamamıştır.

- Pencereye yakın konumda oturan bireyler için perdeli ve perdesiz durum iç ortam sıcaklık ve konfor karşılaştırılması yapılmıştır. Mevcut radyant paneller ile ASHRAE Standart 55 ve ISO 7730 konfor standartları karşılanamadığı görülmüştür. Stor perdenin kullanımı, direk güneş ışımasını yansıtması ve panellerden yayılan soğuma etkisini engellemesinden dolayı cam yüzeyine sıcaklığın artmasına ve içerdeki ortalama ısıtım sıcaklığının düşmesine neden olmuştur.
- Sabah 08:30 ile 10:30 saatleri arasında pencere yüzeyinin doğrudan güneş ışığına maruz kalması, özellikle perdelerin kullanılması durumunda, odadaki hava ve yüzey sıcaklıklarında yüksek farklar oluşmasına ve konforsuzluğa yol açmaktadır. Çalışılabilir alanlar arasındaki sıcaklık farkları, kullanılan perdelerin özelliğinden bağımsız birbirine çok yakinken, perdenin kullanılmaması ortalama 2 °C yüksek çıkmasına neden olmuştur.
- Yerel konfor değerlendirmesinde önemli yere sahip düşey sıcaklık farkı bütün perde kullanım durumunda birbirine çok yakinken, perdesiz durumda bu değer bir miktar yükselmektedir. Düşey yöndeki sıcaklık farkları bütün durumlarda ilgili standartların konfor limitlerini sağlamaktadır.
- Radyant soğutma panelleri bu tür yoğun camlı mekânlarda sıcaklık ve yük dalgalanmalarını azaltsa da dış cam yüzeylerin direk güneş ışımasına maruz kaldığı durumlarda bu dalgalanmaları önlemede yetersiz kaldığı görülmüştür. Perdelerin alana giren ışık miktarını kontrol etmenin yanı sıra soğutma yükü dalgalanmalarını önemli ölçüde düşürdüğü görülmüştür.
- Tavandan soğutmanın yapıldığı yaz sezonunda elde edilen toplam, taşınım ve ısıtım ısı transfer katsayıları 7,74 W/m²K, 2,82 W/m²K, 5,06 W/m²K; aynı durum için toplam, taşınım ve ısıtım ısı akıları 55,47 W/m², 20,77 W/m² ve 34,7 W/m² bulunmuştur. Aynı sezon duvar soğutma deneyinde elde edilen toplam, taşınım ve ısıtım ısı transfer katsayıları 9,14 W/m²K,

3,81 W/m²K, 4,92 W/m²K; aynı durum için toplam, taşınım ve ısıtım ısı akıları 62,04 W/m², 27,77 W/m² ve 37,27 W/m² bulunmuştur.

Isıtma sezonunda soğutma sezonuna benzer koşullarda ve farklı günlerde oda içerisindeki sıcaklık değişimleri, konfor ölçümleri iki ısıtma sezonu olarak yapılmıştır. Isıtma sezonu deneysel çalışmaların sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

- Dış ortam hava sıcaklığı tüm radyant panel yüzeylerinin ve duvar radyant panellerinin ısıtıldığı deneylerde ortalama 2,4 °C ve 2,2 °C olarak ölçülmüştür.
- Termostat sıcaklığının 22 °C olarak ayarlandığı tüm panel ve duvar panel ısıtma durumlarında oda merkezinde konfor değerleri ölçülmüştür. Tüm panellerin aktif ısıtıldığı durumda ilgili standartların A ve B kategorileri karşılandığı görülmüştür. Duvar ısıtma panellerin maksimum seviyede çalıştırılma durumunda bile öğlen saatlerine kadar iç ortamda ofis konfor koşullarını sağlayamadığı belirlenmiştir.
- Tüm radyant panellerin aktif olduğu deneyde ortalama toplam ısı akısı 124,3 W/m² bulunmuş ve odanın merkezinde çalışma sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasında ortalama 1,3 °C fark olduğu ölçülmüştür. İçerideki sıcaklık kontrolünün hava sıcaklığı yerine çalışma sıcaklığı ile yapılması, önerilen konfor limitleri içerisinde kalınacağı ve bu sayede enerji tasarrufu sağlanacağı düşünülmektedir. Duvar ısıtma deneyinde ortalama toplam ısı akısı 143,3 W/m² olmasına rağmen panel yüzey alanının yetersiz olmasından dolayı ayarlanan iç ortam sıcaklıklarına çıkılamadığı ve çalışma sıcaklığına göre yapılan kontrolün içerideki konfora etkisi olmayacağı düşünülmektedir.
- Test odası boyutlarının büyük olması ve iki yan yüzeyinin cam olmasından dolayı farklı oda konumlarında konfor ölçümleri alınmıştır. Tüm panel ısıtma durumunda test odasının duvar yanı dışında her bölgesinde ofisler için önerilen konfor değerleri karşılanabilirken,

sadece duvar radyant panellerin çalıştığı durumda dış pencere bölgesinde uygun konfor değerleri sağlanamamıştır.

- Ayakta baş mesafesi (yerden 1,7 m) ve ayak bileği (yerden 0,1 m) arasındaki düşey hava sıcaklığı farkının bir fonksiyonu olan memnuniyetsizlik yüzdesi (PD) ve hava sıcaklık farkı tüm panel ısıtma ve duvar ısıtma durumları için incelenmiştir. Yapılan ölçümlerde Kategori A, B ve C için önerilen PD değerlerinin sırasıyla %3, %5 ve %10 olduğu düşünüldüğünde duvar kenarında sıcaklık farkından kaynaklanan yerel memnuniyetsizlik değerinin her iki durum için de %16 üstünde olduğu net bir şekilde görülmüştür. Pencere kenarında da her iki durum için ortalama 4 °C sıcaklık farkı ve %6,5 PD değeri ölçülmüş, bu değer ofis için hedeflenen konfor değerini sağlamadığı görülmüştür.
- Tüm panel ısıtmada zemin sıcaklığına bağlı memnuniyetsizlik yüzdesinin (PD) %10 geçmemesi ve zemin sıcaklığının 19 °C'nin altına inmemesi tavsiye edilmektedir. Tüm panellerin ısıtıldığı durumda oda merkezindeki zemin sıcaklığının günün yarısında istenilen zemin sıcaklığına geldiği görülürken pencere kenarında bu değerlere ulaşılamamıştır. Duvar ısıtma deneylerinde odanın hiçbir yerinde ve saatinde standartlarda önerilen zemin sıcaklığı ve memnuniyetsizlik yüzdesi elde edilememiştir.
- Oda içerisinde yatay hava sıcaklık değişimleri 5 farklı noktaya konumlandırılan stant üzerindeki ısı çiftleriyle ölçülmüştür. Soğutma deneylerin aksine ısıtma deneylerinde oda içerisindeki hava sıcaklık farkları anlamlı değerlere ulaşmıştır. Tüm panellerin ısıtıldığı durumda duvar kenarı ile pencere kenarı yaşam mahali arasında 3 °C sıcaklık farkı gerçekleşmiş, duvar kenarı ile koridor kenarı arasında 2 °C sıcaklık farkı ölçülmüştür. Duvar ısıtma durumunda iç ortam hava sıcaklığının düşük olmasından dolayı duvar kenarı ile pencere kenarı arasındaki hava sıcaklık farkı 2,5 °C olarak gerçekleşmiştir. Özellikle ısıtma sezonunda sıcaklık farklarının yüksek olması, odanın farklı notlarında

alışan bireyleri konfor limitlerinde tutacak ısı ortamı sağlamayı güçleştirmektedir.

- Tüm radyant panel ısıtmanın yapıldığı ısıtma sezonunda elde edilen toplam, taşınım ve ışı nım ısı transfer katsayıları 8,71 W/m²K, 3,16 W/m²K ve 4,57 W/m²K; toplam, taşınım ve ışı nım ısı akıları 124,3 W/m², 46,88 W/m² ve 77,41 W/m² bulunmuştur. Aynı sezon duvar ısıtma deneyinde elde edilen toplam, taşınım ve ışı nım ısı transfer katsayıları 8,36 W/m²K, 2,83 W/m²K ve 5,05 W/m²K; aynı durum için toplam, taşınım ve ışı nım ısı akıları 143,3 W/m², 49,5 W/m² ve 93,75 W/m² bulunmuştur.

Isıtma sezonunda oda içerisindeki ortalama ışı nım sıcaklığı (OIS), küre termometre kullanılarak odanın farklı noktalarında ölçülmüş ve evre yüzeylerin sıcaklıklarına ve görüş faktörüne dayalı bir OIS hesaplama yöntemi seçilerek hesaplama yönteminin güvenilirliğini araştırılmıştır. Yapılan lm ve hesaplama sonuçları şu şekilde özetlenebilir:

- Hesaplama ve küre termometre ile elde edilen OIS değerlerine bakıldığında; küre termometre ölçümleri 21 C ile 23,7 C arasında değişirken, hesaplama sonuçları 21,24 C ile 24,71 C arasında değişmiştir. Hesaplama yöntemi ile elde edilen sapma yaklaşık olarak %3 olarak gerçekleşmiştir. OIS değerleri dikkate alındığında, duvar kenarında alınan ölçümlerin hesaplama yöntemleri ile daha iyi eşleştiği örülmüştür. Bunun, panel yüzeylerinde alınan ölçüm noktalarının fazla olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir.
- Ofis odasının KB duvarı arkasının şartlandırılmamış asansör boşluğu olması, GD duvarı kenarı bölgesinin OIS'nın KB duvarı kenarı bölgesinden ortalama 0,3 C daha yüksek çıkmasını sağlamıştır.
- Hesaplanan OIS'nin PMV ve PPD içerisinde kullanılmasından elde edilen sonuçlar llen PMV ve PPD ile karşılaştırılmış ve sonuçlarda %1 ile %2 arasında sapma olduğu görülmüştür.

- Test odasında hava ve yüzey sıcaklıklarını yalnızca T tipi ısı çiftleriyle ölçerek PMV konfor parametresinin odanın farklı alanlarında nasıl değiştiği belli kabuller ışığında incelenmiştir. Hava sıcaklık sensörünün odanın merkezine ve koridor tarafına yerleştirilmesi PMV ve PPD değerlerinin bütün oda boyunca referans konfor değerlerine daha yakın çıktığı anlaşılmıştır.
- Ortalama ışıınım sıcaklık ölçümünün önemli olduğu bu tür radyant sistemlerde, kullanılan hesaplama yönteminin doğruluğu bu değeri elde etmek isteyen profesyoneller, mühendisler ve araştırmacılar için büyük kolaylık sağlayacaktır.

4.1 Öneriler

- Bu çalışmada ihmal edilen duvar radyant panel arkasından olan ısı kayıpları duvar katmanları arasında yerleştirilecek ısı çiftleri ile ölçülerek sistemin ısı transfer karakteristiği daha hassas olarak belirlenebilir.
- Yaz sezonunda soğutma yüzeylerinde oluşan yoğuşma durumu için nem alma yöntemleri sayısal ve deneysel olarak detaylı olarak incelenebilir.
- Mahal içerisinde yapılacak ısı konfor kontrolü farklı kontrol modelleri uygulanarak mevcut sisteme göre enerji tüketimi ve panel performansı bakımından karşılaştırılabilir.
- Pencere yüzeylerinde kullanılan mevcut perdeler yerine otomatik kontrol mekanizması kurularak çalışanlar üzerinde ısı konforun etkileri ve sistemin enerji performansı bir simülasyon programında ve deneysel olarak yıl boyunca incelenebilir.
- Bu çalışmada konfor değerlendirmeleri çalışanların psikoloji ve fizyoloji faktörlerini dikkate almadığı için sonraki çalışmalarda detaylı anket çalışmaları yapılarak mevcut Fanger ısı konfor modeli ile arasındaki sapma ortaya konabilir.

- [1] Fatih Birol, Key World Energy Statistics 2020, Int. Energy Agency. 33 (2020) 4649. <https://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2020>.
- [2] Turkish Ministry of Environment and Urbanization, Republic of Turkey Climate Change Action Plan 2011-2023, (2011) 77. http://www.csb.gov.tr/db/iklim/editordosya/iklim_degisikligi_eylem_plani_EN_2014.pdf.
- [3] R. HICKEL, Directive 2010/31/Eu Of The European Parliament And Of The Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings, Off. J. Eur. Union. 63 (1955) 619.
- [4] J. Delbeke, A. Runge-Metzger, Y. Slingenberg, J. Werksman, The paris agreement, Towar. a Clim. Eur. Curbing Trend. (2019) 24–45. <https://doi.org/10.4324/9789276082569-2>.
- [5] International Organization for Standardization, Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, 2015. www.iso.org.
- [6] J. Babiak, B.W. Olesen, D. Petráš, Low Temperature Heating and High Temperature Cooling: REHVA GUIDEBOOK NO.7, REHVA, Brussels, 2009.
- [7] T. Circle, 2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals, 2013.
- [8] K.N. Rhee, B.W. Olesen, K.W. Kim, Ten questions about radiant heating and cooling systems, Build. Environ. 112 (2017) 367–381. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.11.030>.
- [9] M. Bojić, D. Cvetković, V. Marjanović, M. Blagojević, Z. Djordjević, Performances of low temperature radiant heating systems, Energy Build. 61 (2013) 233–238. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.033>.
- [10] H. Jia, X. Pang, P. Haves, Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings, Appl. Energy. 221 (2018) 41–54. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.121>.
- [11] I. Sarbu, C. Sebarchievici, General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings, Energy Build. 70 (2014) 441–454. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.11.068>.
- [12] M. Mosa, M. Labat, S. Lorente, Role of flow architectures on the design of radiant cooling panels, a constructal approach, Appl. Therm. Eng. 150 (2019) 1345–1352. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.107>.
- [13] M. De Carli, A. Zarrella, R. Zecchin, Comparison between a radiant floor and two radiant walls on heating and cooling energy demand, ASHRAE

Trans. 115 PART 2 (2009) 563–572.

- [14] T. Catalina, J. Virgone, F. Kuznik, Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling, *Build. Environ.* 44 (2009) 1740–1750. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2008.11.015>.
- [15] P.C. Lindstrom, D.E. Fisher, C.O. Pedersen, Impact of surface characteristics on radiant panel output, *ASHRAE Trans.* 104 (1998) 1079–1088.
- [16] M. De Carli, B.W. Olesen, Field measurements of operative temperatures in buildings heated or cooled by embedded water-based radiant systems, *ASHRAE Trans.* 108 PART 2 (2002) 714–725.
- [17] H. Karabay, M. Arici, M. Sandik, A numerical investigation of fluid flow and heat transfer inside a room for floor heating and wall heating systems, *Energy Build.* 67 (2013) 471–478. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.08.037>.
- [18] U. Akbulut, O. Kincay, Z. Utlu, Analysis of a wall cooling system using a heat pump, *Renew. Energy.* 85 (2016) 540–553. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.005>.
- [19] J.A. Myhren, S. Holmberg, Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating, *Energy Build.* 40 (2008) 524–536. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.04.011>.
- [20] J. Xie, H. Li, C. Li, J. Zhang, M. Luo, Review on occupant-centric thermal comfort sensing, predicting, and controlling, *Energy Build.* 226 (2020) 110392. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110392>.
- [21] T. Imanari, T. Omori, K. Bogaki, Thermal comfort and energy consumption of the radiant ceiling panel system., *Energy Build.* 30 (1999) 167–175. [https://doi.org/10.1016/s0378-7788\(98\)00084-x](https://doi.org/10.1016/s0378-7788(98)00084-x).
- [22] K. Nagano, T. Mochida, Experiments on thermal environmental design of ceiling radiant cooling for supine human subjects, *Build. Environ.* 39 (2004) 267–275. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2003.08.011>.
- [23] Z. Gemici, Experimental examination of thermal comfort performance of a radiant wall panel system: Comparison between different heating wall configurations, *Isi Bilim. Ve Tek. Dergisi/ J. Therm. Sci. Technol.* 37 (2017) 69–78.
- [24] Y. Ren, D. Li, Numerical Simulation of Thermal Comfort Degree in Radiant Floor Cooling Room School of Environment Science and Engineering , Tianjin University , Tianjin 300072 , China School of Environment and Energy Engineering , Beijing Institute of Civil Engineering , (2007) 427–431.
- [25] L. Su, N. Li, X. Zhang, Y. Sun, J. Qian, Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel, *Appl. Therm. Eng.* 84 (2015) 170–179.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.045>.

- [26] M. Tye-Gingras, L. Gosselin, Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis, *Build. Environ.* 54 (2012) 1–13. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.01.019>.
- [27] J. Romani, G. Pérez, A. de Gracia, Experimental evaluation of a cooling radiant wall coupled to a ground heat exchanger, *Energy Build.* 129 (2016) 484–490. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.08.028>.
- [28] P.O. Fanger, B.M. Ipsen, G. Langkilde, B.W. Olesen, N.K. Christensen, S. Tanabe, Comfort limits for asymmetric thermal radiation, *Energy Build.* 8 (1985) 225–236. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(85\)90006-4](https://doi.org/10.1016/0378-7788(85)90006-4).
- [29] D. Cvetković, M. Bojić, Optimization of thermal insulation of a house heated by using radiant panels, *Energy Build.* 85 (2014) 329–336. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.043>.
- [30] H. Guo, M. Ferrara, J. Coleman, M. Loyola, F. Meggers, Simulation and measurement of air temperatures and mean radiant temperatures in a radiantly heated indoor space, *Energy*. 193 (2020) 116369. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116369>.
- [31] Z. Tian, X. Yin, Y. Ding, C. Zhang, Research on the actual cooling performance of ceiling radiant panel, *Energy Build.* 47 (2012) 636–642. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.01.005>.
- [32] J. Oravec, O. Šikula, M. Krajčík, M. Arıcı, M. Mohapl, A comparative study on the applicability of six radiant floor, wall, and ceiling heating systems based on thermal performance analysis, *J. Build. Eng.* 36 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2020.102133>.
- [33] Z. Tian, J.A. Love, A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling, *Build. Environ.* 43 (2008) 1658–1670. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2007.10.012>.
- [34] B. Lin, Z. Wang, H. Sun, Y. Zhu, Q. Ouyang, Evaluation and comparison of thermal comfort of convective and radiant heating terminals in office buildings, *Build. Environ.* 106 (2016) 91–102. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.06.015>.
- [35] W. Zeiler, G. Boxem, Effects of thermal activated building systems in schools on thermal comfort in winter, *Build. Environ.* 44 (2009) 2308–2317. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.05.005>.
- [36] J. Feng, F. Bauman, S. Schiavon, Experimental comparison of zone cooling load between radiant and air systems, *Energy Build.* 84 (2014) 152–159. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.080>.
- [37] J. Woolley, S. Schiavon, F. Bauman, P. Raftery, J. Pantelic, Side-by-side laboratory comparison of space heat extraction rates and thermal energy use for radiant and all-air systems, *Energy Build.* 176 (2018) 139–150. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.06.018>.

- [38] C. Karmann, S. Schiavon, F. Bauman, Thermal comfort in buildings using radiant vs. all-air systems: A critical literature review, *Build. Environ.* 111 (2017) 123–131. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2016.10.020>.
- [39] H. Sun, Z. Yang, B. Lin, W. Shi, Y. Zhu, H. Zhao, Comparison of thermal comfort between convective heating and radiant heating terminals in a winter thermal environment: A field and experimental study, *Energy Build.* 224 (2020) 110239. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110239>.
- [40] C. Cen, Y. Jia, K. Liu, R. Geng, Experimental comparison of thermal comfort during cooling with a fan coil system and radiant floor system at varying space heights, *Build. Environ.* 141 (2018) 71–79. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.05.057>.
- [41] S. Oxizidis, A.M. Papadopoulos, Performance of radiant cooling surfaces with respect to energy consumption and thermal comfort, 57 (2013) 199–209.
- [42] C. Stetiu, Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings, *Energy Build.* 30 (1999) 127–138. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00080-2](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00080-2).
- [43] J. Le Dréau, P. Heiselberg, Sensitivity analysis of the thermal performance of radiant and convective terminals for cooling buildings, *Energy Build.* 82 (2014) 482–491. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.002>.
- [44] M. Ye, A.A. Serageldin, A. Radwan, H. Sato, K. Nagano, Thermal performance of ceiling radiant cooling panel with a segmented and concave surface: Laboratory analysis, *Appl. Therm. Eng.* 196 (2021) 117280. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117280>.
- [45] T. Mikeska, J. Fan, S. Svendsen, Full scale measurements and CFD investigations of a wall radiant cooling system integrated in thin concrete walls, *Energy Build.* 139 (2017) 242–253. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.01.033>.
- [46] M. Krajčík, M. Arıcı, O. Šikula, M. Šimko, Review of water-based wall systems: Heating, cooling, and thermal barriers, *Energy Build.* 253 (2021). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111476>.
- [47] I. Standard, ISO 7726 Ergonomics of the thermal environment — Instruments for measuring physical quantities, *ISO Stand.* 1998 (1998) 1–56.
- [48] Y. Karakoyun, O. Acikgoz, Z. Yumurtacı, A.S. Dalkilic, An experimental investigation on heat transfer characteristics arising over an underfloor cooling system exposed to different radiant heating loads through walls, *Appl. Therm. Eng.* 164 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114517>.
- [49] A. Koca, G. Cetin, Experimental investigation on the heat transfer coefficients of radiant heating systems: Wall, ceiling and wall-ceiling integration, *Energy Build.* 148 (2017) 311–326.

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.027>.

- [50] D. Zhang, N. Cai, Z. Wang, Experimental and numerical analysis of lightweight radiant floor heating system, *Energy Build.* 61 (2013) 260–266. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.016>.
- [51] M.F. Evren, A. Özsunar, A. Biyikoglu, B. Kilkis, Determination of heat transfer coefficient between heated floor and space using the principles of ANSI/ASHRAE standard 138 test chamber, *ASHRAE Trans.* 123 (2017) 71–81.
- [52] J. Shinoda, O.B. Kazanci, S. ichi Tanabe, B.W. Olesen, A review of the surface heat transfer coefficients of radiant heating and cooling systems, *Build. Environ.* 159 (2019) 106156. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.05.034>.
- [53] F. Causone, S.P. Corgnati, M. Filippi, B.W. Olesen, Experimental evaluation of heat transfer coefficients between radiant ceiling and room, *Energy Build.* 41 (2009) 622–628. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.01.004>.
- [54] C. Stetiu, H.E. Feustel, Development of a model to simulate the performance of hydronic radiant cooling ceilings, (1995).
- [55] J. Miriel, L. Serres, A. Trombe, Radiant ceiling panel heating-cooling systems: Experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Appl. Therm. Eng.* 22 (2002) 1861–1873. [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00087-X](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00087-X).
- [56] N. Fonseca, C. Cuevas, V. Lemort, Radiant ceiling systems coupled to its environment part 1: Experimental analysis, *Appl. Therm. Eng.* 30 (2010) 2187–2195. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.05.033>.
- [57] T. Cholewa, M. Rosiński, Z. Spik, M.R. Dudzińska, A. Siuta-Olcha, On the heat transfer coefficients between heated/cooled radiant floor and room, *Energy Build.* 66 (2013) 599–606. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.065>.
- [58] B.W. Olesen, M. Koschenz, C. Johansson, New European standard proposal for design and dimensioning of embedded radiant surface heating and cooling systems, *ASHRAE Trans.* 109 PART 2 (2003) 656–668.
- [59] M. Camci, Y. Karakoyun, O. Acikgoz, A.S. Dalkilic, A comparative study on convective heat transfer in indoor applications, *Energy Build.* 242 (2021) 110985. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.110985>.
- [60] A. Hesarakı, N. Huda, A comparative review on the application of radiant low-temperature heating and high-temperature cooling for energy, thermal comfort, indoor air quality, design and control, *Sustain. Energy Technol. Assessments.* 49 (2022) 101661. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101661>.
- [61] B.W. Olesen, Radiant floor heating in theory and practice, *ASHRAE J.* 44 (2002) 19–26.

- [62] T. Arghand, S. Javed, A. Trüschel, J.O. Dalenbäck, Control methods for a direct-ground cooling system: An experimental study on office cooling with ground-coupled ceiling cooling panels, *Energy Build.* 197 (2019) 47–56. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.05.049>.
- [63] M. Bayoumi, Method to integrate radiant cooling with hybrid ventilation to improve energy efficiency and avoid condensation in hot, humid environments, *Buildings.* 8 (2018). <https://doi.org/10.3390/buildings8050069>.
- [64] D.O. Woo, L. Junghans, Framework for model predictive control (MPC)-based surface condensation prevention for thermo-active building systems (TABS), *Energy Build.* 215 (2020) 109898. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.109898>.
- [65] A. Laouadi, Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software, *Build. Environ.* 39 (2004) 421–431. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2003.09.016>.
- [66] H. Karlsson, C.E. Hagentoft, Application of model based predictive control for water-based floor heating in low energy residential buildings, *Build. Environ.* 46 (2011) 556–569. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.08.014>.
- [67] J. Feng, F. Chuang, F. Borrelli, F. Bauman, Model predictive control of radiant slab systems with evaporative cooling sources, *Energy Build.* 87 (2015) 199–210. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.11.037>.
- [68] T. Zakula, P.R. Armstrong, L. Norford, Advanced cooling technology with thermally activated building surfaces and model predictive control, *Energy Build.* 86 (2015) 640–650. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.10.054>.
- [69] J.-Y. Lee, M.-S. Yeo, K.-W. Kim, Predictive Control of the Radiant Floor Heating System in Apartment Buildings, *J. Asian Archit. Build. Eng.* 1 (2002) 105–112. <https://doi.org/10.3130/jaabe.1.105>.
- [70] X. Pang, C. Duarte, P. Haves, F. Chuang, Testing and demonstration of model predictive control applied to a radiant slab cooling system in a building test facility, *Energy Build.* 172 (2018) 432–441. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.05.013>.
- [71] M. Schmelas, T. Feldmann, E. Bollin, Savings through the use of adaptive predictive control of thermo-active building systems (TABS): A case study, *Appl. Energy.* 199 (2017) 294–309. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.032>.
- [72] D. Zhang, N. Cai, X. Cui, X. Xia, J. Shi, X. Huang, Experimental investigation on model predictive control of radiant floor cooling combined with underfloor ventilation system, *Energy.* 176 (2019) 23–33. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.102>.
- [73] J. Joe, P. Karava, A model predictive control strategy to optimize the

- performance of radiant floor heating and cooling systems in office buildings, Appl. Energy. 245 (2019) 65–77. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.209>.
- [74] J.H. Lim, J.H. Jo, Y.Y. Kim, M.S. Yeo, K.W. Kim, Application of the control methods for radiant floor cooling system in residential buildings, Build. Environ. 41 (2006) 60–73. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.019>.
- [75] S.R. Ryu, J.H. Lim, M.S. Yeo, K.W. Kim, A Study on the control methods for radiant floor heating and cooling system in residential building, ASHRAE Trans. 110 PART I (2004) 106–116.
- [76] Y. Chen, A.K. Athienitis, K.E. Galal, A charging control strategy for active building-integrated thermal energy storage systems using frequency domain modeling, Energy Build. 84 (2014) 651–661. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.004>.
- [77] M.A. Hassan, O. Abdelaziz, Best practices and recent advances in hydronic radiant cooling systems – Part II: Simulation, control, and integration, Energy Build. 224 (2020) 110263. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110263>.
- [78] S.H. Cho, M. Zaheer-Uddin, Predictive control of intermittently operated radiant floor heating systems, Energy Convers. Manag. 44 (2003) 1333–1342. [https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00116-4](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00116-4).
- [79] Y. Hu, X. Xia, J. Wang, Research on operation strategy of radiant cooling system based on intermittent operation characteristics, J. Build. Eng. 45 (2022) 103483. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2021.103483>.
- [80] Mir-Arge, RADYANT İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ, 1386.
- [81] N. KAYACI, BİNA TEMELİ ALTI TOPRAK ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDEKİ ISI TRANSFERİNİN İNCELENMESİ, 2018.
- [82] ISO 7730, ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria, Management. 3 (2005) 605–615. <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0267726105000503>.
- [83] J.P. Holman, J. Lloyd, EXPERIMENTAL METHODS FOR ENGINEERS McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, n.d.
- [84] J. Joe, P. Karava, A model predictive control strategy to optimize the performance of radiant floor heating and cooling systems in office buildings, Appl. Energy. 245 (2019) 65–77. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.03.209>.
- [85] D. Zhang, X. Huang, D. Gao, X. Cui, N. Cai, Experimental study on control performance comparison between model predictive control and proportion-integral-derivative control for radiant ceiling cooling integrated with

- underfloor ventilation system, *Appl. Therm. Eng.* 143 (2018) 130–136. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.046>.
- [86] Y. Ma, F. Borrelli, B. Hencsey, B. Coffey, S. Benga, P. Haves, Model predictive control for the operation of building cooling systems, *IEEE Trans. Control Syst. Technol.* 20 (2012) 796–803. <https://doi.org/10.1109/TCST.2011.2124461>.
- [87] J. Wu, X. Li, Y. Lin, Y. Yan, J. Tu, A PMV-based HVAC control strategy for office rooms subjected to solar radiation, *Build. Environ.* 177 (2020) 106863. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2020.106863>.
- [88] H. Jia, X. Pang, P. Haves, Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings, *Appl. Energy*. 221 (2018) 41–54. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.121>.
- [89] A. Afram, F. Janabi-Sharifi, Theory and applications of HVAC control systems - A review of model predictive control (MPC), *Build. Environ.* 72 (2014) 343–355. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.11.016>.
- [90] A. Koca, Z. Gemici, Y. Topacoglu, G. Cetin, R.C. Acet, B.B. Kanbur, Experimental investigation of heat transfer coefficients between hydronic radiant heated wall and room, *Energy Build.* 82 (2014) 211–221. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.06.045>.
- [91] A. Koca, G. Cetin, Experimental investigation on the heat transfer coefficients of radiant heating systems: Wall, ceiling and wall-ceiling integration, *Energy Build.* 148 (2017) 311–326. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.05.027>.
- [92] DS/EN 15377-3, Heating systems in buildings - Design of embedded water based surface heating and cooling systems - Part 3: Optimizing for use of renewable energy sources, Management. (2007).
- [93] BSI BSI Standards Standards Publication Publication Water embedded heating Safety based of machinery – Determination of function – Principles for, (2021).
- [94] C. Marino, A. Nucara, G. Peri, G. Rizzo, G. Scaccianoce, The spatial evaluation of the radiative human body heat exchanges: An effective contribution for limiting energy consumption and achieving better indoor conditions in buildings, *J. Build. Eng.* 16 (2018) 118–128. <https://doi.org/10.1016/j.jobbe.2017.12.015>.
- [95] C. Marino, A. Nucara, G. Peri, M. Pietrafesa, G. Rizzo, A generalized model of human body radiative heat exchanges for optimal design of indoor thermal comfort conditions, *Sol. Energy*. 176 (2018) 556–571. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.10.052>.
- [96] M. La Gennusa, A. Nucara, M. Pietrafesa, G. Rizzo, G. Scaccianoce, Angle factors and projected area factors for comfort analysis of subjects in complex confined enclosures: Analytical relations and experimental results, *Indoor Built Environ.* 17 (2008) 346–360.

<https://doi.org/10.1177/1420326X08094621>.

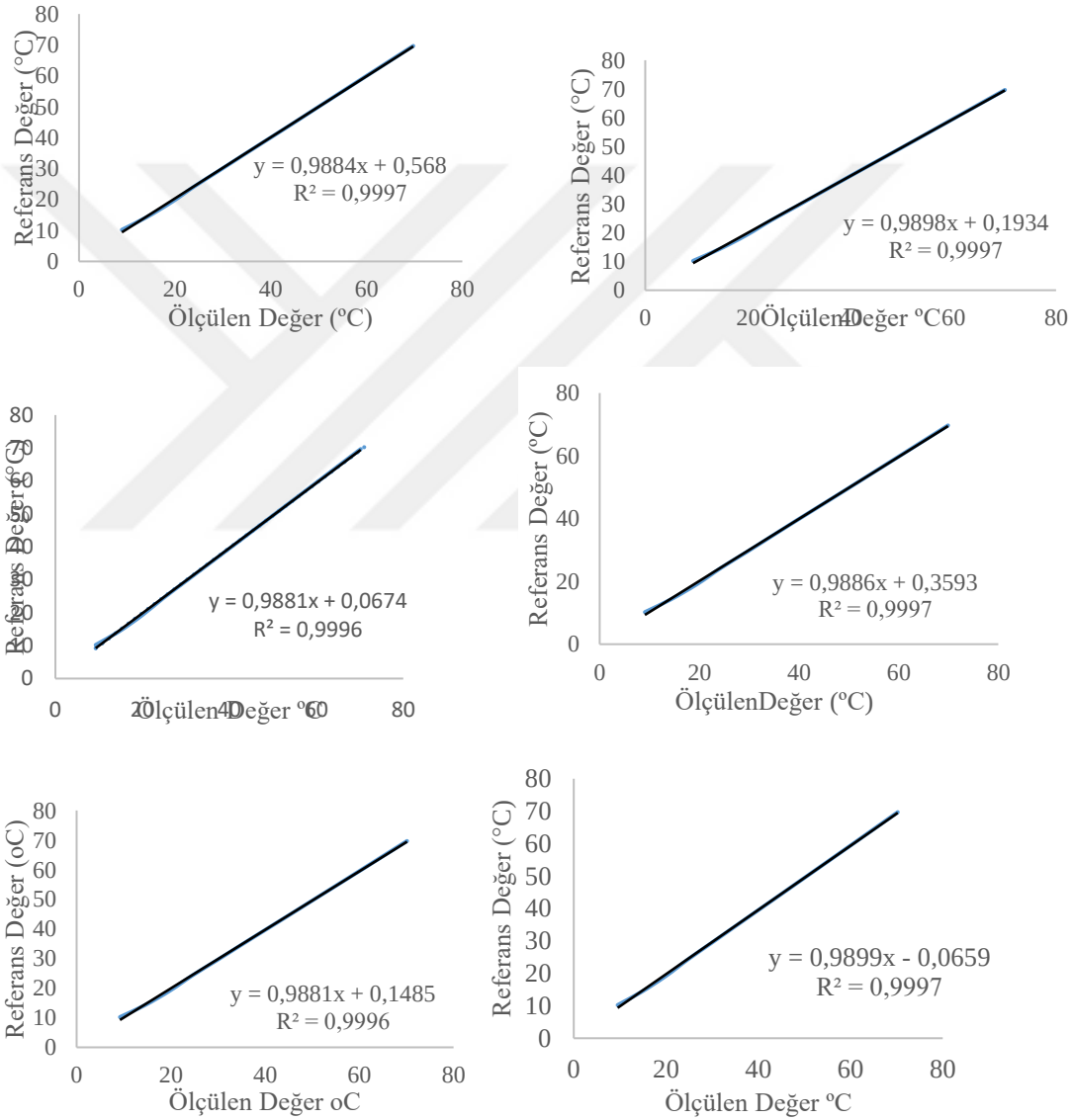
- [97] D.H. Kang, P.H. Mo, D.H. Choi, S.Y. Song, M.S. Yeo, K.W. Kim, Effect of MRT variation on the energy consumption in a PMV-controlled office, *Build. Environ.* 45 (2010) 1914–1922. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2010.02.020>.
- [98] F.R. d'Ambrosio Alfano, M. Dell'isola, G. Ficco, B.I. Palella, G. Riccio, On the measurement of the mean radiant temperature by means of globes: An experimental investigation under black enclosure conditions, *Build. Environ.* 193 (2021) 107655. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107655>.
- [99] D. de Loyola Ramos Garcia, F.O. Ruttkay Pereira, Method application and analyses of visual and thermal-energy performance prediction in offices buildings with internal shading devices, *Build. Environ.* 198 (2021) 107912. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2021.107912>.
- [100] D. Wang, G. Chen, C. Song, Y. Liu, W. He, T. Zeng, J. Liu, Experimental study on coupling effect of indoor air temperature and radiant temperature on human thermal comfort in non-uniform thermal environment, *Build. Environ.* 165 (2019) 106387. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2019.106387>.
- [101] W. Ouyang, Z. Liu, K. Lau, Y. Shi, E. Ng, Comparing different recalibrated methods for estimating mean radiant temperature in outdoor environment, *Build. Environ.* 216 (2022) 109004. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109004>.
- [102] H. Jia, X. Pang, P. Haves, Experimentally-determined characteristics of radiant systems for office buildings, *Appl. Energy*. 221 (2018) 41–54. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.03.121>.

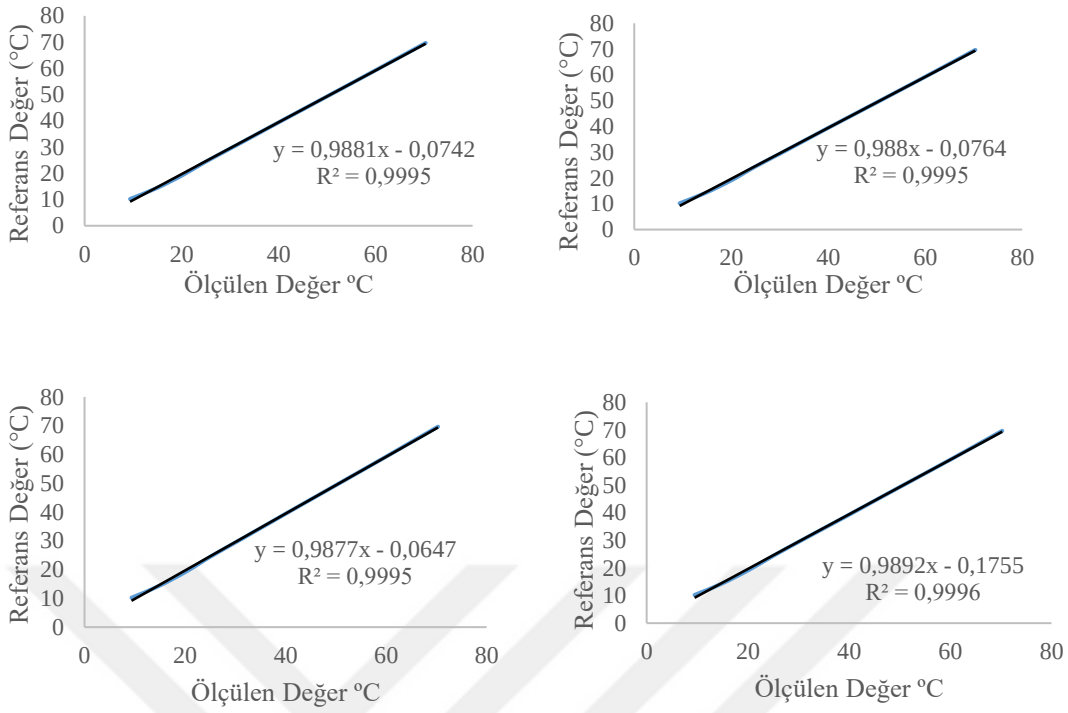
A

KALİBRASYON EĞRİLERİ

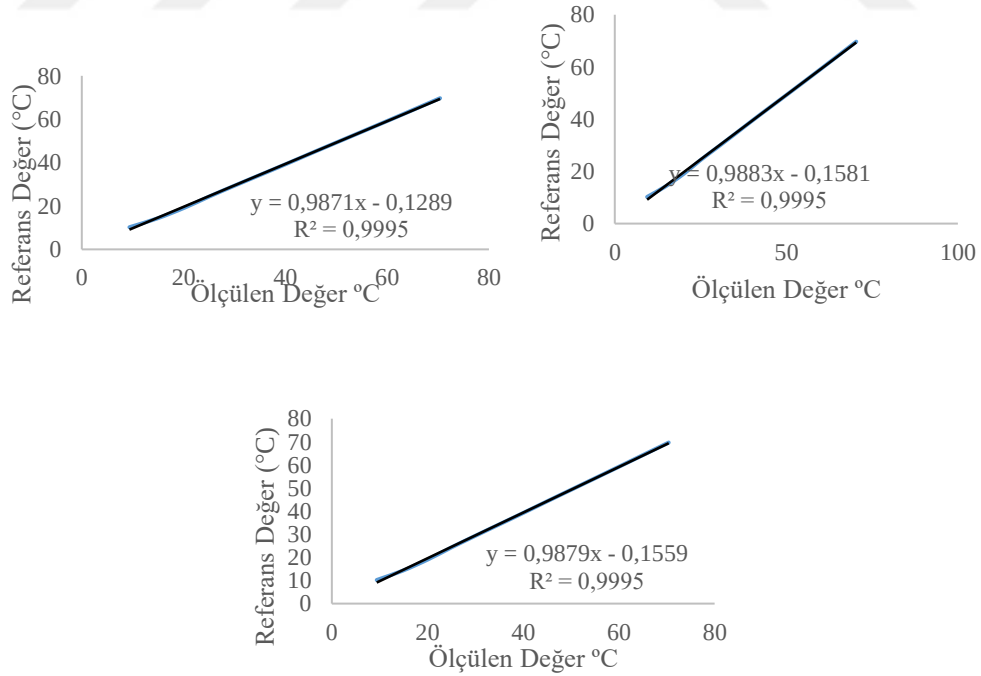
Bu bölümde deneylerde kullanılan ısıl çiftlerin, PT100'lerin ve ölçüm cihazların kalibrasyon sertifikaları verilmiştir.

A.1 Radyant Panel Yüzeylerinde kullanılan Isıl Çift Kalibrasyon Eğrileri

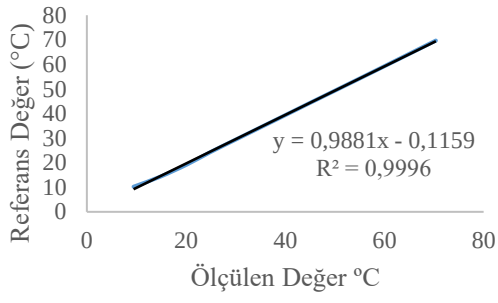




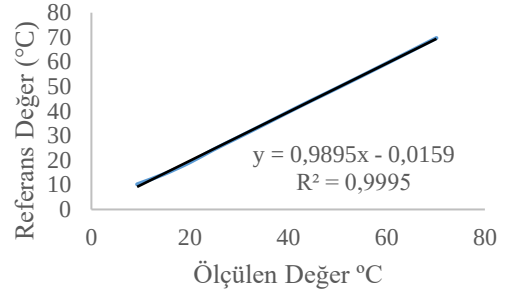
Şekil A.1 Radyant duvar panel yüzeyinde kullanılan ısı çiftlerinin kalibrasyon grafikleri.



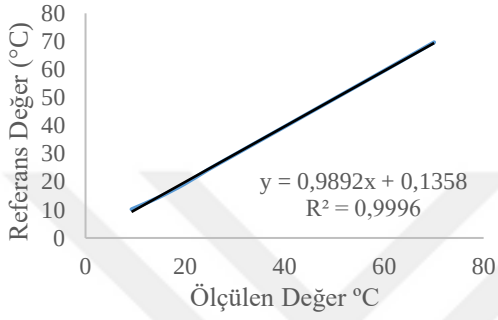
Şekil A.2 Radyant tavan panel yüzeyinde kullanılan ısı çiftlerinin kalibrasyon grafikleri.



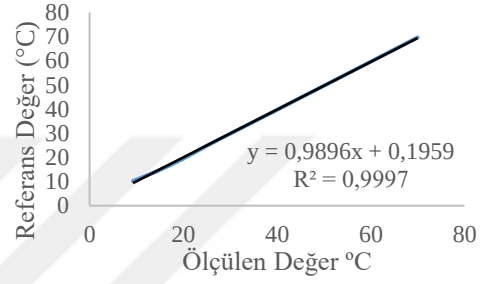
a)



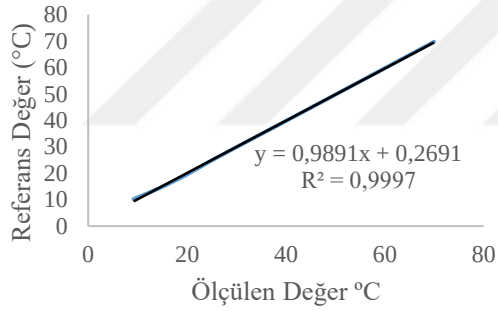
b)



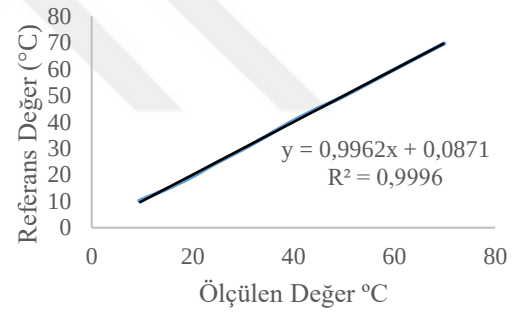
c)



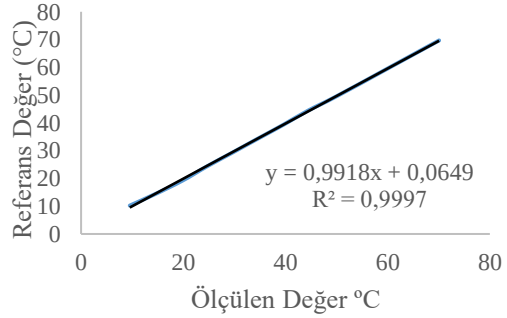
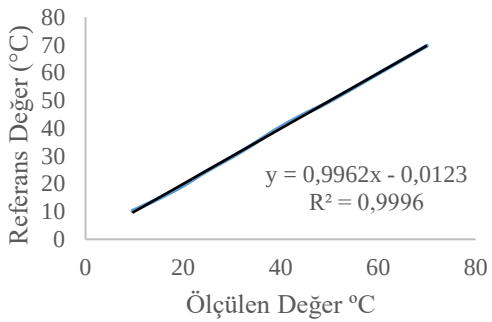
d)

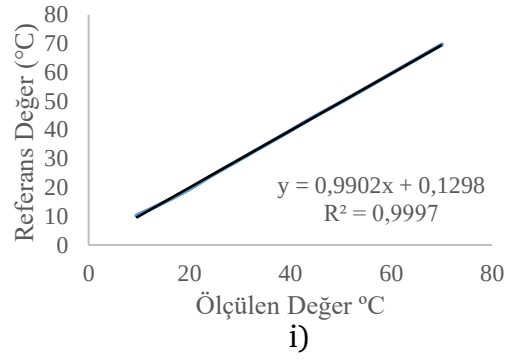


e)

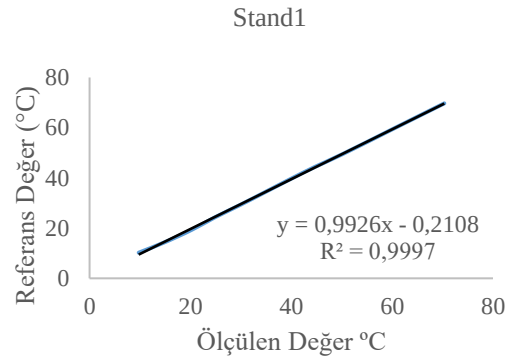
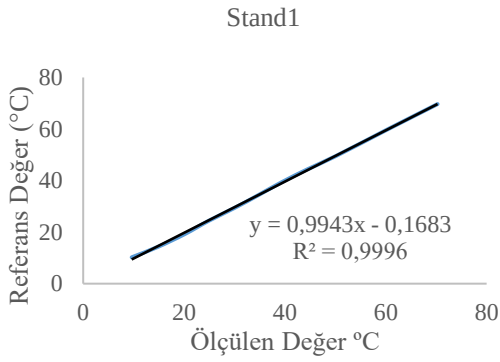
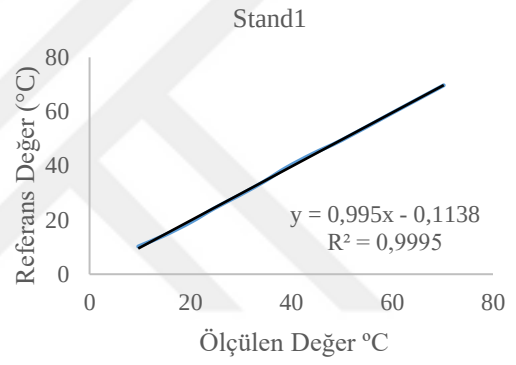
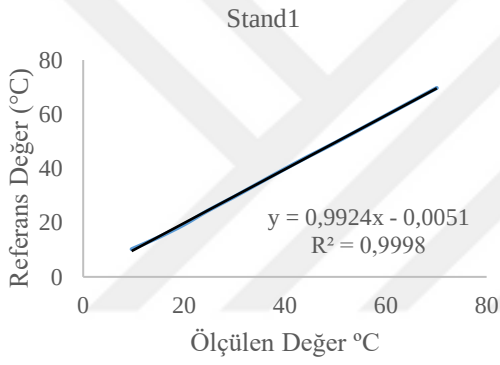


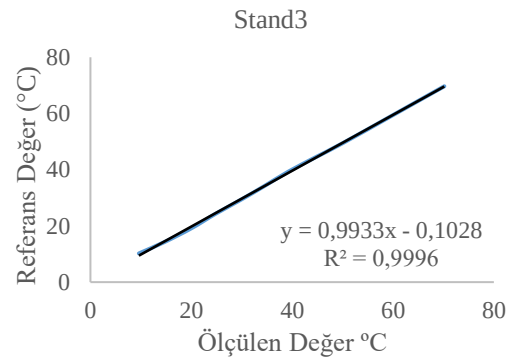
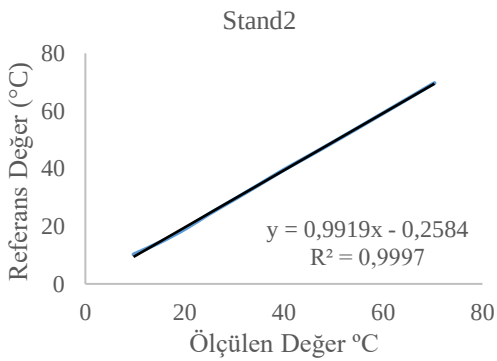
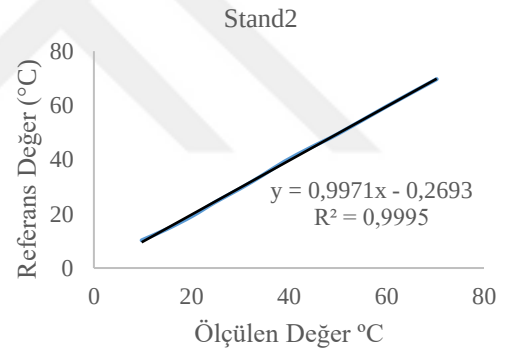
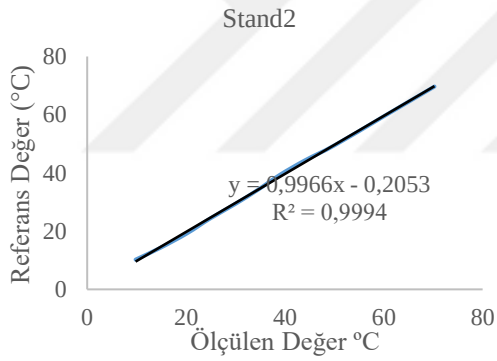
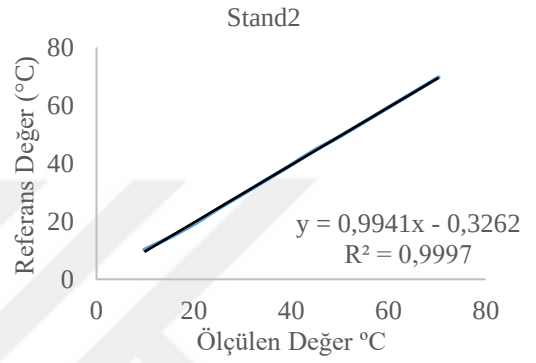
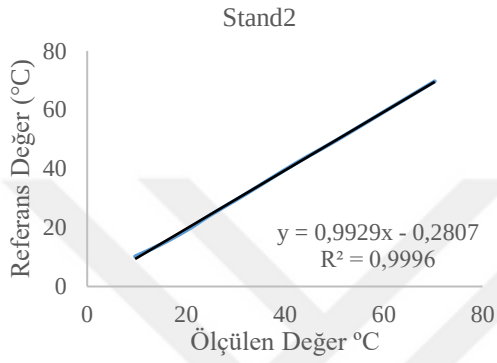
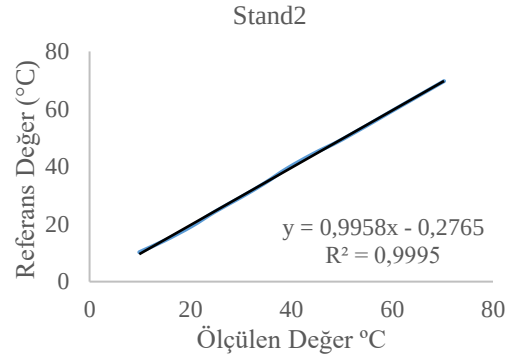
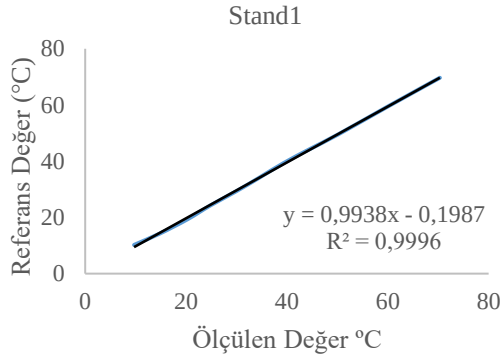
f)

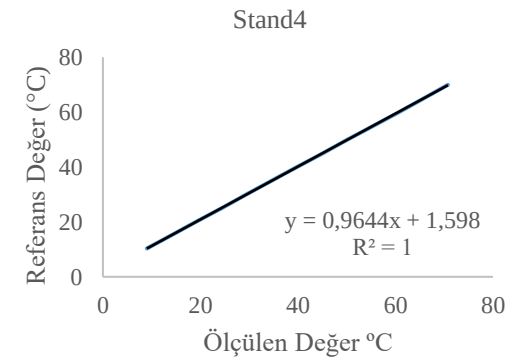
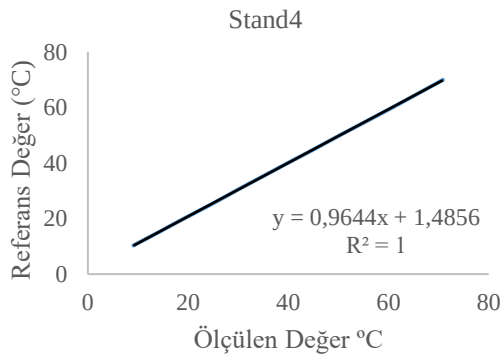
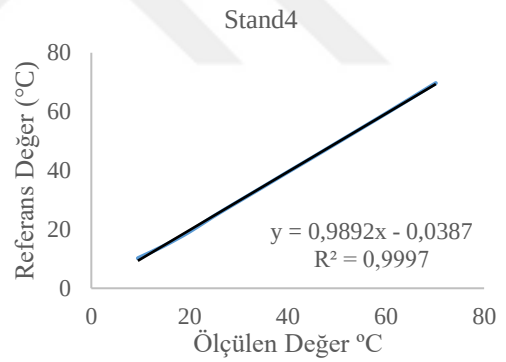
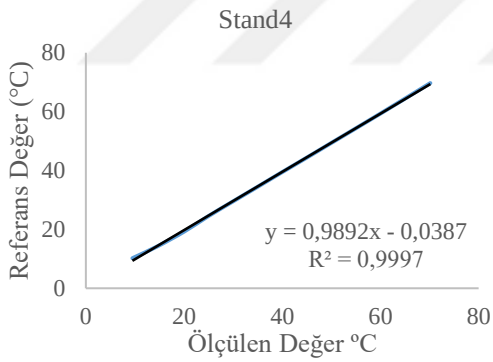
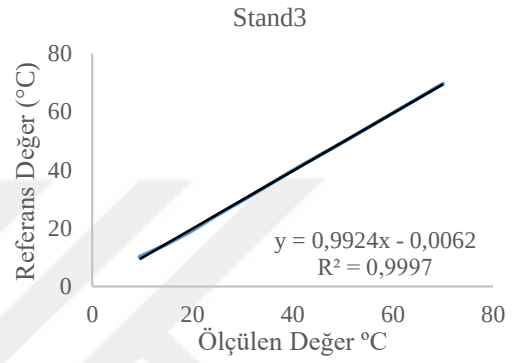
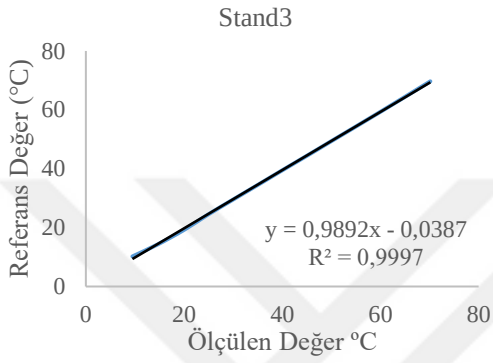
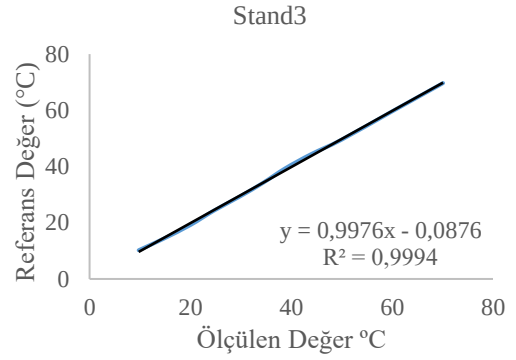
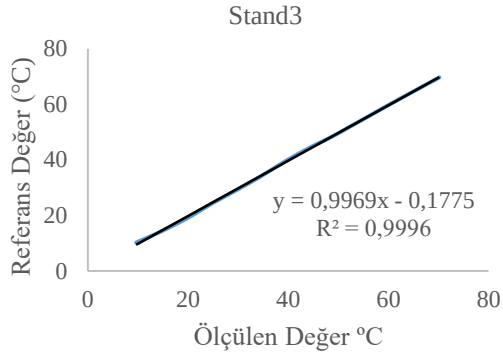


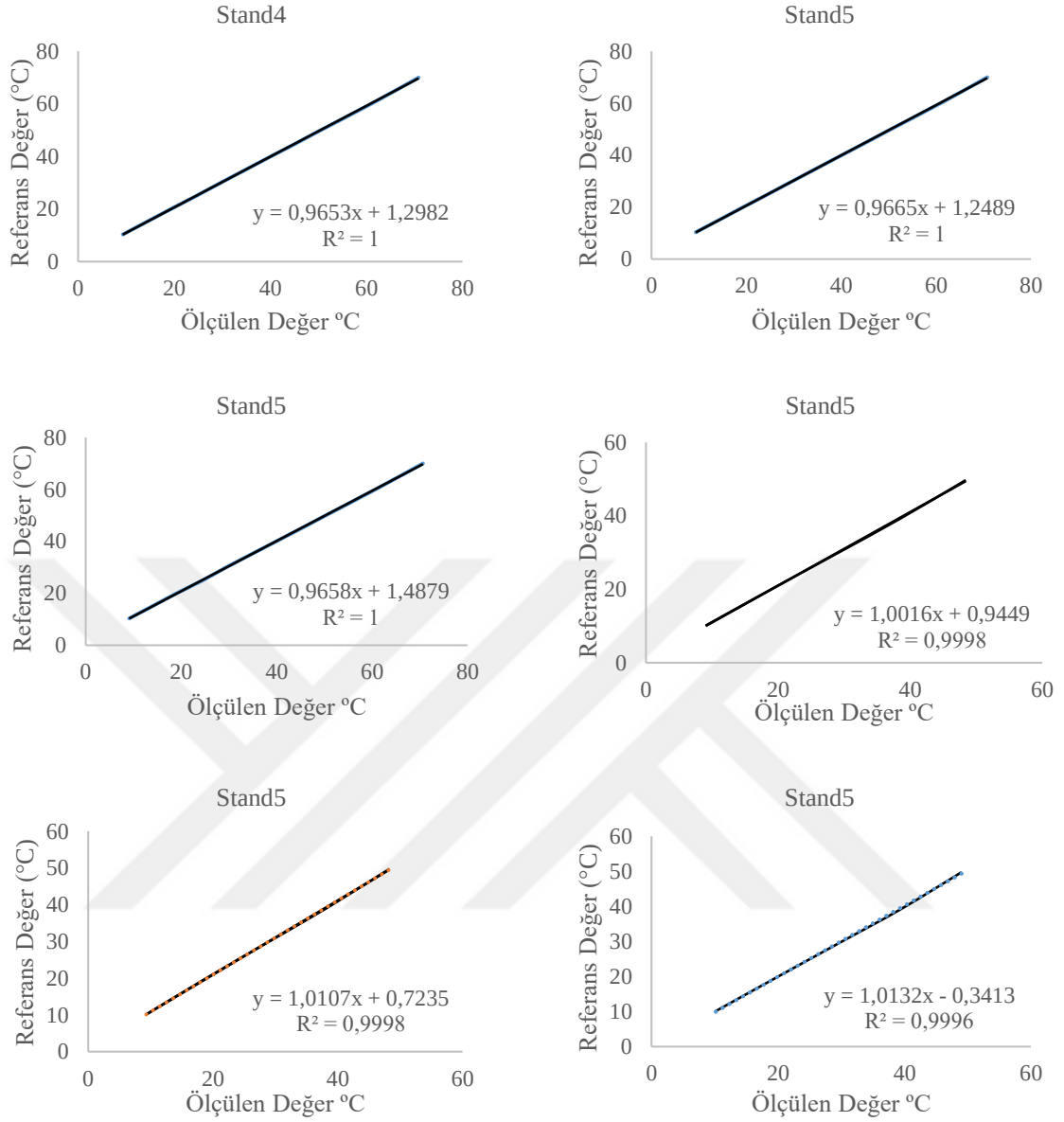


Şekil A.3 Isıtılmayan/soğutulmayan yüzeylerde ısı çift kalibrasyon grafikleri a) KB duvarı yüzeyi b) GD duvarı yüzeyi c) Tavan yüzeyi d) Cam kenarı zemin yüzeyi e) Oda merkezi zemin sıcaklığı f) Koridor cam yüzeyi g) Dış cam iç yüzeyi h) Dış cam dış yüzeyi i) tavan beton yüzeyi.

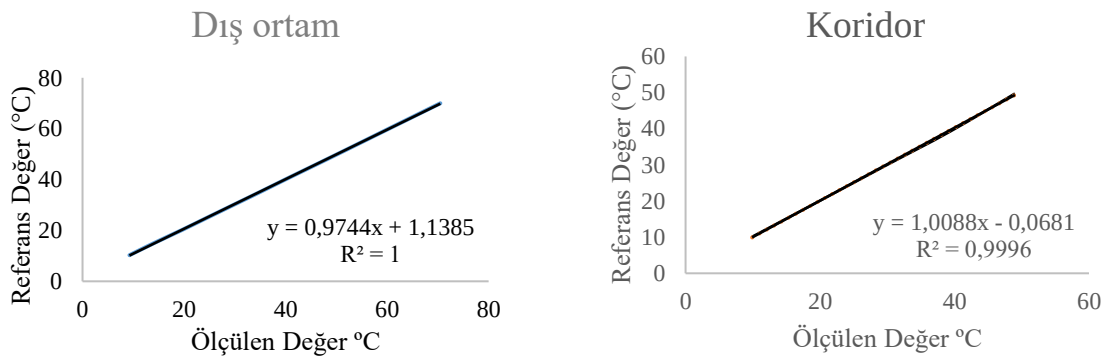


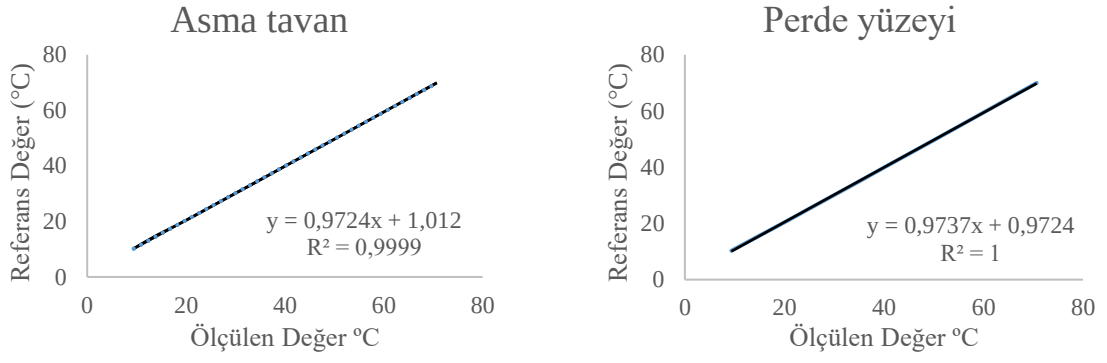




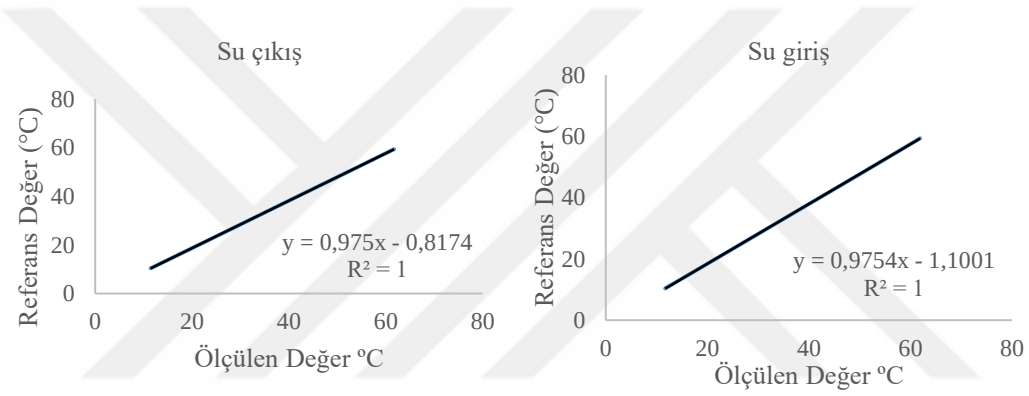


Şekil A.4 Test odası içerisinde yer alan 5 adet stand üzerind düşey hava sıcaklık ölçen ısı çiftlerin kalibrasyon grafikleri.





Şekil A.4 Dış ortam hava sıcaklığı, koridor hava sıcaklığı, asman tavan hava sıcaklığı ve perde yüzeyi ısı çift kalibrasyon grafikleri



Şekil A.5 PT100 sıcaklık sensörleri kalibrasyon grafikleri a) radyant panel çıkış b) Radyant panel giriş.

A.2 Deney odası iç hacimde kullanılan sensörlerinin kalibrasyon dokümanları

KALİBRASYON SERTİFİKASI Calibration Certificate		
		AB-0028-K
		TK-293
		07-20
Cihazın Sahibi Cihazın Adı		
Kayıt Numarası Registration No.	409714	
Ölçümün Adı Measurement Name	Teste-400	
Testler Measurements	Türbülans Hız Sensörü Teste	
Tip Type	Hava Hız Ölçüm Cihazı	
Model ve Seri Numarası Model and Serial Number	Cihaz: 0560-0400 Prob: 0628-0152	62080814-1119 62059848-0320
Kalibrasyon Tarihi Calibration Date	10.07.2020	
Sertifikanın Toplam Sayfa Sayısı Number of total pages of this certificate	5	
Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına (akreditörün) bağlıdır. This calibration certificate, due to its nature, is traceable to national standards, which realize the units of measurement according to the International System of Units (SI). Kalibrasyon Laboratuvarı olarak faaliyet gösteren TESTO Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'tan AB-0028-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir. TESTO Calibration Laboratory, acting as a calibration laboratory, has been accredited by TÜRKAK, with the accreditation number AB-0028-K, to the TS EN ISO/IEC 17025:2017 standard. Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çek, Danimarka ve Finlandiya Laboratuvar Akreditasyon Birliği (AC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır. Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) is a signatory to the European co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA), for the recognition of calibration certificates. Çek, Danimarka ve Finlandiya Laboratuvar Akreditasyon Birliği (AC) ve kalibrasyon metodları: Bu sertifikanın anlamı ve kapsamı için lütfen referans alın.		

AB-0028-K

HK2293

07-20

Sayfa 2 / Toplam 3

Page 2 of 3

Makine/Cihaz Testo 400

Instrument/Device

Açıklamalar Cihaz Çözünürlüğü 0,01 m/s dir.
Explanations Ayar yapılması halinde kalibrasyon geçersizdir.

Cihazın laboratuvara kabul tarihi --

Date of receipt of Device

Kalibrasyon Metodu

Calibration Method

Kalibrasyon, T1, 5 04 "Hız Kalibrasyonu Talimatı"na göre referans Isınan Tel Probu kullanılarak, düzgar tüneline referanstan okunan hız ile test cihazından okunan hızın karşılaştırılması yöntemi ile gerçekleştirilmiştir. Ölçüm belirsizliği EA 4 02 M:2013 uluslararası standardına göre yapılmıştır.

Ölçüm Şartları

Measurement Conditions

Ölçüm, düşük türbülans seviyesine sahip, serbest çıkışlı akış profilinin ortasında gerçekleştirilmiştir.

Laboratuvar Şartları

Laboratory Conditions

(23±3)°C ve (45±20)%'arh Bağıl nem

Ölçüm Sonuçları ve Ölçüm Belirsizliği

Measurement Results and Measurement Uncertainty

Yalnızca bilgileri verilen cihaz için geçerlidir.

Referans Değer m/s	Okuma Değeri m/s	Hata m/s	Belirsizlik (±)m/s	Belirsizlik (±)%
2,46	2,51	0,05	0,14	3,97
4,87	4,93	0,06	0,14	2,83

Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve %95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır.

The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k = 2 which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%.

Sayfa 3/Toplam 3
Page 3 of 3

AB-0028-K
HK2293
07-20

Kalibrasyon Sırasında Kullanılan Referans Standartları

Reference Standards That Used in the Calibration

Çalışma Standardı	Kalibrasyon Tarihi	Envanter No	Model No	Seri No	İzlenebilirlik
Testo 400 Hot-wire prob	06-2019	1100 0043	0563 4001 + 0635 1041	00579339-109-303	AB-0078-K / 2596/2019

Kalibrasyon Etiketi

Calibration Sticker

Üstüz ölçümme yapılmamıştır

KALİBRASYON SERTİFİKASI

Calibration Certificate

AB-0028-K
NK12003
07.20

Cihazın Sahibi

Çiğdem

Kayıt Numarası

409714

Registration No.

Makine/Cihaz

Testo 400

Instrument / Device

Sıcaklık ve Nem Ölçüm Probu

İmalatçı

Testo

Manufacturer

Tip

Sıcaklık ve Nem Ölçüm Cihazı

Type

Model ve Seri Numarası

Cihaz 0560 0400

62080814 1119

Device and serial number

Prob 0554 1111

61580116 0219

Kalibrasyon Tarihi

10.07.2020

Calibration date

Sertifikanın Toplam Sayfa Sayısı

5

Number of pages of the certificate

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına ulenebilirliği belgelemektedir.

This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).

Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren TESTO Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'tan AB-0028-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir.

TESTO Calibration Laboratory accredited by TÜRKAK under registration number AB-0028-K, to "EN ISO/IEC 17025:2017 as a calibration laboratory".

Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırılığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşmaları yapılmıştır.

Turkish Accreditation Agency (TÜRKAK) as a signatory to the European cooperation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.

Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metodları bu sertifikanın tanımlayıcı kısmı olan takip

AB-0028-K
NK12003
07-20

Sayfa 2 / Toplam 3
Page 2 of 3

Makine/Cihaz Testo-400
Instrument/Device

Açıklamalar Cihaz Çözünürlüğü % 0,1 rh dir.
Explanations Ayar yapılması halinde kalibrasyon geçersizdir.

Cihazın laboratuvara kabul tarihi --
Date of receipt of Device

Kalibrasyon Metodu Nem Kalibrasyonu Talimatına (TL 5/03) göre
Calibration Method yapılan karşılaştırmalı nem kalibrasyonu.

Ölçüm Şartları Kalibrasyon esnasında cihaz prob ve referans cihaz probu nem jeneratörü içerisine
Measurement Conditions yerleştirilerek 10 dakika içerisinde eş zamanlı 10 Adet ölçüm alınıp ortalamaları hesaplanmıştır.

Laboratuvar Şartları (23±3) °C ve (45-20) % rh
Laboratory Conditions içerisine konularak 10 dakika içerisinde eş zamanlı 10 Adet ölçüm alınıp

Ölçüm Sonuçları ve Ölçüm Belirsizliği Yalnızca bilgileri verilen cihaz için geçerlidir.
Measurement Results and Measurement Uncertainty

Nokta	Referans Değer % rh	Referans Değer °C	Okuma Değeri % rh	Okuma Değeri °C	Sapma % rh	Sapma °C	Belirsizlik (±) % rh	Belirsizlik (±) °C
%20rh	20,1	24,9	20,0	25,0	-0,1	0,1	2,0	0,5
%40rh	50,1	24,9	49,9	25,1	-0,2	0,2	2,0	
%50rh	50,7	25,0	50,4	25,1	-0,3	0,1	2,0	
%60rh	60,4	24,9	60,1	25,1	-0,3	0,2	2,0	
%80rh	80,9	25,0	80,1	25,1	-0,8	0,1	2,0	
%20rh	20,1	24,9	20,1	25,1	0,0	0,2	2,0	

Başlangıç ve sonda alınan %20rh değerleri arasındaki fark belirsizliğe eklenmiştir.

Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve %95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır.

The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k = 2 which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%.

AB-0028-K

NK12003

07-20

Sayfa 3 / Toplam 3

Page 3 of 3

Kalibrasyon Sırasında Kullanılan Çalışma Standartları

Working Standards That Used in the Calibration

Çalışma Standardı	Kalibrasyon Tarihi	Gelecek Kalibrasyon Tarihi	Envanter No	Model No	Seri No	İzlenebilirlik
Testo 400 + Sıcaklık Nem Probu	05-2020	12-2020	1100 0083	0563 4001 + 0636 9741	00579339-109 + 20222172-001	F52471 / DKD

Kalibrasyon Etiketi

Calibration Sticker

Çalışma standardı yapıştırmaya

KALİBRASYON SERTİFİKASI

Calibration Certificate

AB-0028-K

SK42758

07-20

Cihazın Sahibi

Client Name

Kayıt Numarası

409714

Registration No.

Makine/Cihaz

Testo 400

Instrument Name

Küre Sıcaklık Ölçüm Probu

Manufacturer

Testo

Instrument Type

Tip

Sıcaklık Ölçüm Cihazı

Type

Model ve Seri Numarası

Cihaz: 0560 0400

62080814 1119

Model and Serial Number

Prob: 0602 0743

--

Calibration Date

04.07.2020

Calibration

Sertifikanın Toplam Sayfa Sayısı

3

Number of total pages of the Certificate

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına (elezgebirli) belgeler.

This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).

Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren T1-STD Kalibrasyon Laboratuvarı, TURKAK'tan AB-0028-K ile ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir.

T1-STD Calibration Laboratory accredited by TURKAK under registration number AB-0028-K, to ISO/IEC 17025:2017.

Calibration Laboratory

Türk Akreditasyon Kurumu (TURKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınması konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalanmıştır.

Turkish Accreditation Agency (TURKAK) is a signatory to the European co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.

Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metodları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.

The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.

AB-0028-K

SK42758

07-20

Sayı 2 Toplam 3
İşlemler 2/3

Makine/Cihaz Testo 400
Instrument Device

Açıklamalar Cihaz çözünürlüğü 0,1°C'dir.
Explanations Ayar yapılması halinde kalibrasyon geçersizdir.

Cihazın laboratuvara kabul tarihi --
Date of receipt of Device

Kalibrasyon Metodu Göstergeli direnç termometresi sıcaklık kalibrasyonu talimatı (TL 5-02) na göre
Calibration Method yapılan karşılaştırmalı sıcaklık kalibrasyonu

Ölçüm Şartları Kalibrasyon esnasında prob ve referans cihaz probu eşit seviyede sıcaklık kabini
Measurement Conditions içerisinde konularak 10 dakika içerisinde eş zamanlı 10 Adet ölçüm alınıp ortalamaları hesaplanmıştır.

Laboratuvar Şartları (23±3) °C ve (45±20) %rnh
Laboratory Conditions

Ölçüm Sonuçları ve Ölçüm Belirsizliği Yalnızca bilgileri verilen cihaz için geçerlidir.
Measurement Results and Measurement Uncertainty

Referans Değer (°C)	Okuma Değeri (°C)	Sapma (°C)	Belirsizlik (±) (°C)
10,36	10,6	0,2	0,5
20,30	20,5	0,2	0,5
30,26	30,5	0,2	0,5
40,27	40,3	0,0	0,5
50,28	50,2	-0,1	0,5
10,36	10,5	0,1	0,5

Başlangıç ve sonda alınan 10 °C değerleri arasındaki fark belirsizliğe eklenmiştir.

Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı

The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k = 2 which, for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%

AB-0028-K

SK42758

07-20

Sayfa 3 / Toplam 3
Page 3 of 3

Kalibrasyon Sırasında Kullanılan Çalışma Standartları

Working Standards That Use in the Calibration

Çalışma Standardı	Kalibrasyon Tarihi	Gelecek Kalibrasyon Tarihi	Envanter No	Model No	Seri No	İzlenebilirlik
Testo 400 - Ortam Sıcaklık Probu	12-2019	12-2020	1100 0098	0563 4001 + 0600 0000	00610773/111	SK38020 / TÜRKAK AB-0028-K

testo

KALİBRASYON SERTİFİKASI
Calibration Certificate

AB-0028-K
SK42759
07-20

Cihazın Sahibi

Owner

Kayıt Numarası

409714

Registration No.

Makine/Cihaz

Testo 400

Instrument Name

Sıcaklık ve Nem Ölçüm Probi

Manufacturer

Testo

Accessories

Tip

Sıcaklık ve Nem Ölçüm Cihazı

Type

Model ve Seri Numarası

Cihaz 0560 0400

62080814 1119

Model and Serial Number

Prob 0554 1111

61580116 0219

Kalibrasyon Tarihi

10.07.2020

Calibration Date

Sertifikanın Toplam Sayfa Sayısı

3

Number of total pages of this certificate

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.

This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).

Kalibrasyon Laboratuvarı olarak faaliyet gösteren TESTO Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'ın AB-0028-K ile TS EN ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir.

The Calibration Laboratory ascertained by TÜRKAK under registration number AB-0028-K, for TS EN ISO/IEC 17025:2017 as a Calibration Laboratory.

Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşım ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır.

Türkiye Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) is a signatory to the European co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.

Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metodları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmektedir.

The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are

AB-0028-K

SK42750

07-20

Sayfa 2 Toplam 3
Page 2 of 3

Makine/Cihaz Testo 400
Instrument/Device

Açıklamalar Cihaz çözünürlüğü 0,1°C'dir.
Explanations Ayar yapılması halinde kalibrasyon geçersizdir.

Cihazın laboratuvara kabul tarihi --
Date of receipt of Device

Kalibrasyon Metodu Göstergeli direkt termometresi sıcaklık kalibrasyonu talimatı (TL 5/02) na göre
Calibration Method yapılan karşılaştırmalı sıcaklık kalibrasyonu

Ölçüm Şartları Kalibrasyon esnasında prob ve referans cihaz probü eşit seviyede sıcaklık kabini
Measurement Conditions içerisine konularak 10 dakika içerisinde eş zamanlı 10 Adet ölçüm alınıp ortalamaları hesaplanmıştır.

Laboratuvar Şartları (23±3)°C ve (45±20) %rh
Laboratory Conditions

Ölçüm Sonuçları ve Ölçüm Belirsizliği Yalnızca bilgileri verilen cihaz için geçerlidir.
Measurement Results and Measurement Uncertainty

Referans Değer (°C)	Okuma Değeri (°C)	Sapma (°C)	Belirsizlik (±) (°C)
10,34	10,3	0,0	0,5
20,30	20,5	0,2	0,5
30,27	30,5	0,2	0,5
40,27	40,6	0,3	0,5
50,28	50,6	0,3	0,5
10,34	10,4	0,1	0,5

Başlangıç ve sonda alınan 10 °C değerleri arasındaki fark belirsizliğe eklenmiştir.

Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı

The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k=2 which, for a normal distribution, corresponds to a coverage probability of approximately 95%.

Sayfa 3 / Toplam 3
Page 3 of 3

AB-0028-K
SK42759
07-20

Kalibrasyon Sırasında Kullanılan Çalışma Standartları

Working Standards Used in the Calibration

Çalışma Standardı	Kalibrasyon Tarihi	Gelecek Kalibrasyon Tarihi	Envanter No	Model No	Seri No	İzlenebilirlik
Testo 400 - Ortam Sıcaklık Probu	12-2019	12-2020	1100 0098	0563 4001 - 0600 0000	00610773 111	SK38020 - TÜRKAK AB-0028-K

Kalibrasyon Etiketi

Calibration Sticker

Ürün izleme variyetü/moson



A.3 Deney Sisteminde Kullanılan Isıl Çiftler İçin Referans Kalibrasyon Dokümanı

KALİBRASYON SERTİFİKASI Calibration Certificate

Cihaz Adı
Device Name : TERMOMETRE

Markası (Üreticisi)
Trademark (Manufacturer) : Fluke

Tipi / Modeli
Type / Model : 54-II

Seri Numarası
Serial Number : 98070033

Demirbaş Numarası
Device ID :

İstek No
Order No. : 20-00634

Kalibrasyon Tarihi
Date of Calibration : 6.03.2020

Sertifikanın Sayfa Sayısı
Number of pages of the Certificate : 3

Bu kalibrasyon sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeler.
This calibration certificate documents the traceability to national standards, which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).
Kalibrasyon laboratuvarı olarak faaliyet gösteren Netes Mühendislik ve Dış Tic. A.Ş. Kalibrasyon Laboratuvarı, TÜRKAK'tan AB-0039-K akreditasyon dosya numarası ile TS EN ISO/IEC 17025:2017 standardına göre akredite edilmiştir.
Netes Mühendislik ve Dış Tic. A.Ş. Calibration Laboratory accredited by TÜRKAK under registration number AB-0039-K for TS EN ISO/IEC 17025:2017 as Calibration Laboratory.
Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) kalibrasyon sertifikalarının tanınırlığı konusunda Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ile Çok Taraflı Anlaşma ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) ile karşılıklı tanıma anlaşması imzalamıştır.
Türkish Accreditation Agency (TÜRKAK) is signatory to the European co-operation for Accreditation (EA) Multilateral Agreement (MLA) and to the International Laboratory Accreditation Cooperation (ILAC) Mutual Recognition Arrangement (MRA) for the recognition of calibration certificates.
Ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metotları bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan takip eden sayfalarda verilmiştir.
The measurements, the uncertainties with confidence probability and calibration methods are given on the following pages which are part of this certificate.
Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız sertifikalar geçersizdir.
This certificate shall not be reproduced other than in full except with the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature are not valid.

Kalibrasyon Yapılan Cihaz Bilgileri <i>Details of device which calibrated</i>			AB-0039-K 52000259 03-20
Cihaz Adı / Device Name Markası / Manufacturer	:TERMOMETRE :Fluke	Tipli / Modeli / Type / Model Seri Numarası / Serial Number	:54-II :98070033

Cihazın Laboratuvara Kabul Tarihi
Date of receipt of Device

5.03.2020

Bulunduğu Yer*
Place

* Bu kısım yerinde kalibrasyon yapıldığı zaman doldurulacaktır.

Gelecek Kalibrasyon Tarihi**
Cal Due Date

**Müşteri yazılı talep ettiğinde doldurulacaktır

Kalibrasyon Çevre Şartları:
Calibration Environment Details

Ortam Sıcaklığı : 23.0 °C ± 2.0 °C
Ambient Temperature

Bağıl Nem: %50.0 ± 20.0
Relative Humidity

Ölçüm Şartları / Measurement Results:

Ölçümlere, cihaz ortam şartlarına uyum sağladıktan sonra başlanmıştır.
The measurements were started after the device adapts to ambient conditions.

Ölçüm Belirsizliği / Measurement Uncertainty:

Beyan edilen genişletilmiş ölçüm belirsizliği, standart belirsizliğin, k=2 olarak alınan genişletme katsayısı ile çarpımı sonucunda bulunan değerdir ve %95 oranında güvenilirlik sağlamaktadır.

The reported expanded uncertainty of measurement is stated as the standard uncertainty of measurement multiplied by the coverage factor k=2, which for a normal distribution corresponds to a coverage probability of approximately 95%.

Uygunluk Beyanı / Statement of Compliance

Cihaz üretici toleransı içindedir. / Device is inside of the manufacturer tolerance

()

Cihaz üretici toleransı içinde değildir. / Device is not inside of the manufacturer tolerance

()

Cihaz kısmen üretici toleransı içindedir. / Device is partially inside of the manufacturer tolerance

()

Uygunluk Beyanında ölçüm belirsizliği dikkate alınmamıştır. / Measurement Uncertainty is ignored on its statements of Compliance

()

Feragat Beyanı / Abnegation of Compliance

Uygunluk beyanında, Tavsiye Edilen Gelecek Kalibrasyon Tarihi, Ölçme aralığı ve belirsizliği dikkate alınır. Kalibrasyon sonuçlarının değerlendirilmesi EN ISO 14253-1 standardına uygun olarak yapılmıştır. / Recommended Next calibration date, measurement range uncertainty is taken care on the statement of compliance. The calibration results are evaluated according to EN ISO 14253-1 standard.

Karar Kuralı / Decision Rule

Kalibrasyon sonuçlarının değerlendirilmesi ILAC-G8 standartlarına uygun olarak yapılmıştır. / The calibration results are evaluated according to ILAC-G8 standard

Kalibrasyon Prosedürü / Calibration Procedure:

Talimat

LS.7002 - Gösterge Sıcaklık Ölçer Kalibrasyon Talimatı

Açıklamalar / Remarks:

Kalibrasyon sonuçları sadece yukarıda bilgileri verilen cihaza ait olup, kalibrasyon tarihinden itibaren ve sertifikada belirtilmiş olan şartlar altında geçerlidir. Bu sertifikada verilen sonuçlar, cihazın kalibrasyon tarihindeki durumuna ait olup, cihazın uzun dönem kararlılığı ile ilgili anlam taşımazlar. Gelecek kalibrasyon tarihinin belirlenmesinden kullanıcı sorumludur.

Calibration results belong to solely device which is given the information above, and are valid only under defined conditions and terms since calibration date. The results given in this certificate are subject to state of the device at calibration date, they don't reflect its long term consistency. Calibration date follow-up is under user's responsibility.

Ölçüm Sonuçları:

Sonuçlar ek sayfalarda verilmiştir.

Measurement Results: Results are given at next pages

Kalibrasyonda Kullanılan Referans Cihaz(lar) / Reference(s) Used in Calibration:

Kayıt No	Cihaz Adı	Marka	Model	Seri No	Sertifika No	Gel. Kal. Yarı.	İzlenebilirlik
D020301	PRT	Hart Scientific	6626	2010	B5821019	06.2020	Fluke
D020602	Ref. Termometre	Fluke	1624	9754130	G1900647	06.2020	Netes
D020609	High Precision Bath	Hart Scientific	6331	A74173	G1900669	06.2020	UME
D020606	High Precision Bath	Hart Scientific	7301	A76124	G1900668	06.2020	Netes

Kalibrasyon Yapılan Cihaz Bilgileri <i>Details of device which calibrated</i>			AB-0039-K
Cihaz Adı / Device Name : TERMOMETRE Markası / Manufacturer : Fluke			S2000259
Tipi / Modeli / Type / Model : 54-II Seri Numarası / Serial Number : 98070033			03-20

T1 Kanalı

Uygulanan Değer <i>Applied Value</i>	Ölçülen Değer <i>Measured Value</i>	Hata <i>Error</i>	Ölçüm Belirsizliği <i>Measurement Uncertainty</i>
0,1 °C	0,9 °C	0,8 °C	± 0,2 °C
24,9 °C	25,1 °C	0,2 °C	± 0,2 °C
49,9 °C	49,7 °C	-0,2 °C	± 0,2 °C
99,9 °C	99,7 °C	-0,2 °C	± 0,2 °C

Not: Ölçümlerde NKL2012 seri nolu k tipi sıcaklık probu kullanılmıştır.

T2 Kanalı

Uygulanan Değer <i>Applied Value</i>	Ölçülen Değer <i>Measured Value</i>	Hata <i>Error</i>	Ölçüm Belirsizliği <i>Measurement Uncertainty</i>
0,1 °C	0,9 °C	0,8 °C	± 0,2 °C
24,9 °C	25,1 °C	0,2 °C	± 0,2 °C
49,9 °C	49,7 °C	-0,2 °C	± 0,2 °C
99,9 °C	99,6 °C	-0,3 °C	± 0,2 °C

Not: Ölçümlerde NKL2011 seri nolu k tipi sıcaklık probu kullanılmıştır.

Makaleler

- 1.A. Dogan, N. Kayaci, H. Demir, and M. Kemal Sevindir, “An experimental comparison of radiant wall and ceiling cooling system integrated with ground source heat pump and direct expansion fan coil system in a highly glazed office room,” *Energy Build.*, vol. 273, no. 2022, p. 112412, 2022, doi: 10.1016/j.enbuild.2022.112412.
2. A. Doğan, N. Kayaci, H. DemİR, and M. K. SevİndİR, “Experimental investigation of thermal comfort performance of a radiant wall and ceiling panel system,” vol. 8, no. 4, 2022, doi: 10.14744/jten.2021.000X.

Projeler

1. Toprak Kaynaklı Isı Pompasıyla Radyant Isıtma Soğutma Sistemlerinin Isıl Konfor Analizinin Deneysel ve Sayısal İncelenmesi